



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



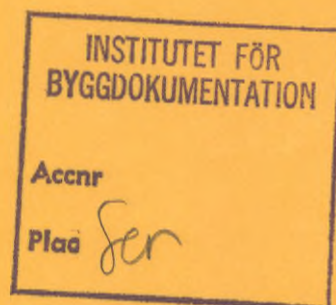
Rapport

R38:1986

Sorptions-kompressions- värmepumpar och värme- transformatorer

Teknik och ekonomi — förstudie

Ernst Morawetz



Byggforskningsrådet

R38:1986

SORPTIONS-KOMPRESSIONSVÄRMEPUMPAR
OCH VÄRMETRANSFORMATORER

Teknik och ekonomi - förstudie

Ernst Morawetz

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 831355-3
från Statens råd för byggnadsforskning till BEMO Projekt-
service, Staffanstorp.

REFERAT

Projektets syfte har varit att belysa teknik, ekonomi och utvecklingsläge för kombinationsvärmepumpar med en kombination av en sorptionsprocess och mekanisk ångkompression. Dessa typer betecknas sorptions-kompressions-, eller SK-värmepumpar och - värmetransformatorer.

Mekanisk ångkompression kan tillämpas på olika ställen i en absorptions- eller resorptionsprocess. Av speciellt intresse är den enklaste typen, den sk mekaniska resorptions- eller MR-värmepumpen. I denna sker ångkompression mellan lågtrycks- och högtrycksnivån av en resorptionsprocess.

SK-resorptionsvärmetransformatorn med lågtrycksbooster är den intressantaste bland SK-värmetransformatorerna. Den kan användas då temperaturförhållanden i värme- och kylkällan är ogynnsamma för drift av en enstegs termisk absorptionsvärmetransformator.

I ett pilotfall undersöktes konkurransförmågan av MR-värmepumpen, SK-värmetransformatorn och tvåstegs absorptionsvärmetransformatorn för ångproduktion. Det framkom att vid elenergipris under 0.25 kr/kWh är MR-värmepumpen mest ekonomisk. Beroende på aktuellt jämförelsepris för ånga kan värmetransformatorn vid högre elenergipris bli mera ekonomisk. Vid elpris under 0.81 kr/kWh har TCHs SK-resorptionsvärmetransformator bättre ekonomi än Hitachis tvåstegs absorptionsvärmepump.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R38:1986

ISBN 91-540-4541-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1986

INNEHÅLL

	Sida
SAMMANFATTNING	5
1. INLEDNING	8
1.1 Termer och begrepp	9
2. ELEMENTÄRA KOPPLINGSTYPER OCH PROCESSER	12
2.1 Elementär absorptionsvärmepump	12
2.2 Elementär termisk resorptionsvärmepump	13
2.3 Elementära sorptions-kompressionsvärmepumpar	14
3 KASKADTYPER MED OLIKA ARBETSMEDIER	18
4. SK-VÄRMEPUMPAR MED 1 TRYCKSTEG	20
4.1 Olika utföranden	21
4.2 Värmefaktor och jämförelseprocess för mekaniska resorptionsvärmepumpar	24
4.3 Utvecklingsläge	27
4.4 TCHs mekaniska resorptionsvärmepumpar	28
4.4.1 TCH-prototyp	28
4.4.2 TCH-värmepump med extradesorption	29
4.4.3 Jämförelse med konventionell elvärmepump	31
4.4.4 Processförlopp och funktionsbeskrivning	33
4.4.5 TCHs anläggningar för ångproduktion	35
4.5 Borsigs prototyp	37
4.6 Övriga typer	39
4.7 Prestanda, specifika kostnader, ekonomi	40
5. SK-VÄRMEPUMPAR MED FLERA TRYCKSTEG	43

6.	VÄRMETRANSFORMATORER MED ÅNGKOMPRESSION	45
6.1	Termiska värmetransformatorer	45
6.2	SK-värmetransformatorer	46
6.3	Ekonomisk jämförelse	47
7.	LITTERATUR	52
8.	BILAGA 1: Litteraturförteckning för sorptions- expansionsmaskiner.	55
9.	FIGURER	56

SAMMANFATTNING

Denna förstudie har syftat till att närmare undersöka teknik, ekonomi och utvecklingsstatus för kombinationsvärmepumpar. Härmed avses värmepumpar och värmetransformatorer som använder en sorptionsprocess i kombination med mekanisk ångkompression. Dessa typer sammanfattas under beteckningen sorptions-kompressions-, resp SK-värmepumpar och värmetransformatorer.

Mekanisk ångkompression kan tillämpas på olika ställen i en absorptions- eller resorptionsprocess. Av speciellt intresse är den enklaste typen av SK-värmepump som härvid erhålls, den s k mekaniska resorptions-, resp MR-värmepumpen. I denna sker mekanisk ångkompression mellan lågtrycks- och högtrycksnivån av en resorptionsprocess. Ett grundutförande har varit känt sedan sekelskiftet. Men först sedan 1980 har på skilda håll konkret utveckling bedrivits och sedan 1984 marknadsförs av det tyska företaget TCH Thermo-Consulting-Heidelberg GmbH både storskaliga MR-värmepumpar och SK-värmetransformatorer för produktion av processånga, hetvatten och industriell kyla.

Utifrån sett uppvisar MR-värmepumpen likheter med den konventionella kompressionsvärmepumpen: i båda ingår en mekanisk ångkompressor (skruv- eller turbokompressor) som drivs via en elmotor eller en förbränningsmotor. Men istället för förångare finns en lågtrycksdesorbator och istället för kondensorn en högtrycksresorbator (=absorbator) samt interna värmeväxlare och lösningspump. Huvudfunktionen är i princip densamma.

Prestanda- och prismässigt finns däremot delvis betydande skillnader i jämförelse med konventionella värmepumpssystem:

1. Uppnåbar temperaturlyft kan bli dubbelt så stort, upptill och över 100 C.

2. Värmefaktorn blir vid jämförbara förhållanden teoretiskt alltid större. I praktiken blir den normalt större (ca 10-50%) vid produktion av fjärrvärme och lika stor eller något större vid produktion av lågtrycksånga.

3. Att dömma efter erhållna budgetofferter är den specifika anskaffningskostnaden (kr/kW kyleffekt) för FV-värmepumpar ca 10-20% lägre och för ångproduktion (kr/t/h) ca 20-30% lägre än för kombinationen R114-värmepump + mekanisk ångkompressor.

Av de olika SK-värmetransformatortyper som kan härledas är SK-resorptionsvärmetransformatorn mest intressant. Den kännetecknas av att en lågtrycksboosterkompressor placeras mellan lågtrycksgenerator och mellantrycksresorbator. Användningsområden finns främst inom industrin för framställning av hetvatten eller lågtrycksånga. Den konkurrerar alltså direkt med både den termiska värmetransformatorn (t ex av Sanyo- eller Hitachityp) och TCHs systerprodukt MRvärmepumpen. Den tillämpas främst i sådana fall då temperaturförhållanden i värmekällan och kylkällan är för ogynnsamma för drift av termisk enstegs absorptionsvärmetransformator.

För att klarlägga konkurrenskraften för olika typer har ett pilotfall undersökts där valet står mellan TCHs SK-resorptionsvärmetransformator, Hitachis termiska tvåstegs absorptionsvärmetransformator och TCHs mekaniska resorptionsvärmepump för framställning av lågtrycksånga.

Härvid framkom att vid elenergipris under 0.25 kr/kWh MR-värmepumpen alltid är ekonomiskt mera fördelaktig än någondera värmetransformator. Vid högre elenergipris kan

värmetransformatorn bli ekonomiskt gynsamare, beroende på vilket jämförelsepris för ånga som är aktuellt. Av de båda olika typerna uppvisar TCHs SK-resorptionsvärmetransformator vid elenergi pris under 0.81 kr/kWh i alla lägen bättre ekonomi än Hitachis termiska tvåstegs absorptionsvärmetransformator.

Sammanfattningsvis kan man konstatera att SK-värmepumpsteknologin utgör ett tekniskt-ekonomiskt genombrott för sorptionstekniken.

1. INLEDNING

Syftet med denna förstudie har varit att närmare undersöka kombinationsvärmepumpar för kyl- och värmetekniska applikationer. Med kombinationsvärmepump avses här främst en värmepump eller värmetransformator i vilken används mekanisk ångkompression i kombination med en sorptionsprocess.

Eldrivena värmepumpar med mekanisk kompression av arbetsmediet - vanligen freoner - är numera konventionell teknik. Värmedrivena absorptionsvärmepumpar och absorptionsvärmetransformatorer befinner sig i Sverige i ett introduktionsskede. Detta avser såväl vidareutveckling av känd teknologi, nyutveckling av komponenter och arbetspar som demonstration av kommersiellt tillgängliga typer.

Kombinationsvärmepumpar av här undersökt slag kan uppfattas som speciella typer av flerstegsvärmepumpar. Dylika med endast sorptionsarbetscykel har i ett tidigare projekt ingående behandlats (Morawetz 1983). Kombinationsvärmepumpen kan också uppfattas som en hybrid mellan en "vanlig" värmepump och en absorptions-, resp resorptionsvärmepump. I en viss utformning och under vissa förhållanden kan man uppnå högre temperaturstegring, bättre energiutnyttjande och därmed större värmefaktorer än med andre värmepumpstyper. Men även här gäller att kombinationsvärmepumpen inte utgör ett universalmedel som slår ut andra kända typer utan bör snarare uppfattas som ett komplement. Emellertid kan energitekniska situationer förekomma där en viss typ av kombinationsvärmepump är klart överlägsen både elvärmepumpen och absorptionsvärmepumpen.

Om processriktningen för arbetsmediet ändras erhåller man en arbetsmaskin istället för en värmepump. Ett

flertal intressanta kombinationer med sorptionscykel och ångexpansion har beskrivits i facklitteraturen. Dessa behandlas emellertid inte i denna förstudie. I en separat bilaga lämnas dock en litteraturförteckning som även omfattar referenser inom teknikens gränsområde.

Det finns en enorm mångfald av interna kopplingssätt för kombinationsvärmepumpar och -arbetsmaskiner. En ingående systematik över alla tänkbara kombinationer och flerstegskopplingar har uppställts (Alefeld 1982). Man kan emellertid konstatera att de allra flesta kombinationerna endast är av akademiskt intresse. Därför har denna förstudie begränsats till att omfatta enbart de enklaste typerna som kan förväntas kunna bli förverkligade. Likaså har en mycket enkel systematik tillämpats som endast tar hänsyn till olika trycksteg.

I de följande kapitlen formuleras några för förståelsen av kombinationsvärmepumpen nödvändiga definitioner samt belyses tekniken, utvecklingsläget, trenden och ekonomin i den mån vederhäftigt underlag kunnat uppbibras.

1.1 Termer och begrepp

För kombinationsvärmepumpar av ovan antytt slag införs här den generella beteckningen sorptions-kompressionsvärmepump, resp. SK-värmepump, samt förkortningen SKVP.

Följande förkortningar används stundom för

- | | |
|----------------------------------|------|
| - absorptionsvärmepump: | AVP |
| - resorptionsvärmepump: | RVP |
| - absorptionsvärmetransformator: | AVT |
| - resorptionsvärmetransformator: | RVT |
| - kompressionsvärmepump: | KVP |
| - elvärmepump: | EVP. |

I utländsk facklitteratur betecknas SK-värmepumpen med

- "Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf", t ex Altenkirch 1951, Niebergall 1959, Lotz 1981 (kompressionsvärmepump med lösningscykel)
- "Zweistoff-Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf", t ex Mučić 1984 (tvåmedie-kompressionsvärmepump med lösningscykel)
- "Resorption Compression Heat Pump" (resorptionskompressionsvärmepump).

Det måste emellertid framhållas att de utländska beteckningarna nästan alltid endast avser ett bestämt utförande, nämligen det då ångkompression utförs i en resorptionsvärmepump mellan en absorberande värmeväxlare (resorbator) och en desorberande värmeväxlare (desorbator). I svensk facklitteratur saknas en vedertagen term för denna SK-värmepumpstyp. Denna typ är emellertid den i särklass viktigaste representant och förtjänar därför en egen specificerande beteckning. I denna text används därför som arbetsnamn beteckningen "mekanisk resorptionsvärmepump (MRVP)", till skillnad från den "konventionella" termiskt drivna resorptionsvärmepumpen (TRVP).

Vidare skall i denna text beteckningen SK-värmepump generellt känneteckna en sorptionsvärmepump (AVP, RVP eller AVT) i vars termodynamiska processcykel någonstans förekommer mekanisk ångkompression med antingen efterföljande sorption av det komprimerade arbetsmediet medelst ett sorptionsmedel eller kondensation. Sorptionssteget utgörs normalt av att arbetsmediet absorberas i ett vätskeformigt lösningsmedel.

Mekanisk ångkompression kan införas på olika ställen i sorptionsprocesscykeln. Detta ger upphov till enstegs- eller flerstegstyper med avseende på antalet trycksteg

beroende på

- om kompressorn ersätter två elementära komponenter, resp,
- om kompressorn kopplas parallellt med två elementära komponenter, eller
- om kompressorn placeras mellan två elementära komponenter.

Med elementära komponenter menas i AVP, RVP eller AVT förekommande värmeväxlare såsom förångare, kondensor, men även absorbator, generator, desorbator och resorbator.

Med trycksteg avses stegvis tryckökning i ångfas via en mekanisk en- eller flerstegskompressor eller i vätskefas via sorption och en lösningspump för tryckstegring.

För förståelsen är det enklast att utgå från en elementär framställning av värmepumparna i form av flödesdiagram och deras processförlopp i $\ln P, 1/T$ -diagram, s k Duehringdiagram. I lösningscykeln av sorptionsvärmepumpar uppträder lösningar med varierande koncentration av köld- eller arbetsmediet. När sorptionsprocesser med ammoniak/vatten avses används i den äldre utländska facklitteraturen oftast begreppen "rik" och "fattig" lösning för att indikera att absorptionsmedlets halt på köldmediet är stor, resp liten. Det är emellertid mera korrekt att använda begrepp som uttrycker absorptionsmedlets förmåga att absorbera köldmediet. Därför föredras beteckningen "stark" lösning om denna har stor termodynamisk kapacitet att absorbera köldmediet, resp "svag" lösning om denna har låg termodynamisk kapacitet att absorbera köldmediet.

2. ELEMENTÄRA KOPPLINGSTYPER OCH PROCESSER

Med elementära kopplingstyper och processer avses värmepumpar i grundläggande utförande och med ideala processförlopp. Med denna framställning kan man lätt visa skillnader mellan de olika värmepumpstyperna och på vilket sätt SK-värmepumpar erhålls genom inkoppling av en kompressor mellan elementära komponenter eller genom att ersätta dylika med en kompressor. Som utgångspunkt väljs absorptionsvärmepumpen och resorptionsvärmepumpen. Slutligen beskrivs olika SK-värmepumpar.

2.1 Elementär absorptionsvärmepump

En elementär enstegs absorptionsvärmepump, figur 2.1a, består av en förångare och en absorbator på lågtrycksnivån samt en kondensor och en generator (högtemperatur desorbator) på högtrycksnivån. Tryckstegring sker med en lösningspump och tryckreduktion med en expansionsventil. Processen drivs termiskt.

De olika termodynamiska tillstånden för delprocesserna beskrivs genom att rita in processförloppen i ett Duehring-diagram för ett givet arbetspar. Jämviktstrycket över lösningar med varierande koncentration representeras av praktiskt taget linjära grafer. Koncentrationen x uttrycks som kg köldmedium/ kg blandning (eller lösning). För enkelhetens skull antas att arbetsparet fortsättningsvis består av ammoniak som köldmedium och vatten som lösningsmedel. Vidare antas att lösningen är ideal, vilket bl a innebär att lösningsentalpin är noll. En följd av detta är att samtliga grafer i lösningsfältet har samma lutning och förlöper parallellt. Tills vidare bortses från alla interna värmeväxlare. Ritar man nu in det ideala reversibla processförloppet för en på så sätt mycket förenklad sorptionsvärmepump så erhåller man diagrammet enligt

figur 2.1b. Alla tillståndssändringar för vätskor (lösningen och flytande köldmedium) är ritade med heldragna linjer. Det gasformiga köldmediets väg visas med brutna linjer.

Punkterna 1 och 2 ligger på grafen för ren ammoniak ($X=1$). De karakteriserar köldmediets tillstånd vid kondensering, resp förångning. Lösningens processförlopp indikeras av graferna 3-4-5-6-3. Absorption av köldmedium sker mellan tillståndspunkterna 6 och 3, varvid lösningens kokpunkt successivt sjunker och koncentrationen ökar. Lösningen blir termodynamiskt svagare. Desorption sker i generatoren mellan punkt 4 och 5 genom yttre värmeförsörjning som driver processen. Härvid ökar lösningens kokpunkt och koncentrationen minskar. Lösningen blir termodynamiskt starkare. Längs grafen 6-3 förlöper den starka lösningens avkylning och expansion till den lägre trycknivån. Längs grafen 3-4 sker den svaga lösningens uppvärmning och tryckstegring till den höga trycknivån. För att processen skall fungera måste drivvärme tillföras längs desorptionslinjen 5-4 och prima värme bortföras längs absorptionslinjen 3-6, samt prima värme bortföras i kondenseringspunkten 1 och lågtemperaturvärme tillföras i förångningspunkten 2.

2.2 Elementär termisk resorptionsvärmepump

Om man i absorptionsvärmepumpen enligt figur 2.1 byter ut delprocesserna kondensering och förångning av det rena köldmediet mot delprocesserna absorption och desorption av köldmediet erhåller man en värmedriven (termisk) resorptionsvärmepump. Även här drivs processen termiskt. En elementär resorptionsvärmepump består på högtrycksnivån av en generator och en absorbator som av hävd kallas för resorbator. På lågtrycksnivån finns en absorbator och en lågtemperatur generator som betecknas

desorbator (tyska: Entgaser). Kopplingsdiagrammet visas i figur 2.2a.

Istället för att kondensera köldmedieångan i en kondensor vid konstant temperatur absorberas den av en stark lösning i resorbatorn vid konstant tryck. Resorptionen sker under värmeutveckling vid glidande temperatur i en motströmsvärmväxlare mellan tillstånd 1a och 1b, figur 2.2b. Vid resorption ökar lösningens koncentration, samtidigt som kokpunkten sjunker. Den bildade svaga lösningen expanderas till den lägre trycknivån.

Från tillståndspunkt 2a till 2b desorberas köldmediet i desorbatorn vid konstant tryck och under värmeupptagning från en värmekälla. I motsats till förångning sker desorption av köldmediet vid glidande temperatur i en motströmsvärmväxlare. Vid desorptionen minskar lösningens koncentration och dess kokpunkt ökar. Den erhållna starka lösningen pumpas med en andra lösningspump till den högre trycknivån.

Köldalstringen åstadkommes här alltså inte genom förångning av ren ammoniak, utan av dess avdrivning ur en lösning. En fördel med resorptionsvärmepumpen med ammoniak-vatten som arbetspar är att processtrycket kan väsentligen reduceras. Nackdelarna är att man kan få besvärliga koncentrationsförskjutningar mellan de båda internt kopplade lösningscyklerna samt att det specifika investeringsbehovet (kr/kW) ökar på grund av större värmväxlararea i de både motströmsvärmväxlarna. Det lägre processtrycket ger emellertid samtidigt en materialbesparing.

2.3 Elementära sorptions-kompressionsvärmepumpar

Utgående från i figurerna 2.1 och 2.2 visade värmepumpar som referenssystem kan man komma fram till fyra

olika elementära SK-värmepumpskopplingar. Gemensamt för dessa är att endast ett enda arbetspar förekommer i processen, t ex ammoniak/vatten.

1. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan desorbator och absorbator.

Detta är det mest intressanta och viktigaste systemet som erhålls om man i den elementära resorptionsvärmepumpen, figur 2.2, ersätter komponenterna absorbator och generator med en mekanisk ångkompressor. Resultatet av detta utbyte blir en elementär SK-värmepump med ett trycksteg, figur 2.3. Som figur 2.3a visar är systemet synnerligen enkel och kan i sin enkelhet närmast liknas med en vanlig el-driven mekanisk värmepump i vilken förångaren och kondensorn ersatts med en desorbator, resp resorbator. I Duehringdiagrammet, figur 2.2b, ersätts det högra lösningsfältet med mekanisk ångkompression, figur 2.3b. Det är denna variant som enligt ovan betecknas "mekanisk resorptionsvärmepump". Ett enkelt utförande patenterades redan i slutet av förra seklet (Osenbrueck 1895), figur 2.4. På femtiotalet återupptogs grundiden (Altenkirch 1950), emellertid utan att det förnyade intresset ledde till en konkret utveckling. Först på senaste tid har utveckling bedrivits som närmare beskrivs i de följande kapitlen.

Den för den termiska resorptionsvärmepumpen omnämnda nackdelen med koncentrationsförskjutningar bortfaller självfallet då numera endast en lösningscykel förekommer. Däremot finns fördelen kvar med reducerat tryckförhållande mellan hög- och lågtrycksnivån samt med glidande temperaturer i resorbatorn och desorbatorn. Som senare visas kan dessa båda fördelarna ge en betydande förbättring av värmefaktorn jämfört med den vanliga elvärmepumpens.

2. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan

lågtrycks- och högtrycksnivån i en absorptions-, resp termisk resorptionsvärmepump.

Denna elementära SK-värmepump erhålls utgående från en elementär absorptionsvärmepump, figur 2.1, eller elementär resorptionsvärmepump, figur 2.2. Som exempel visas i den förstnämnda typen i figur 2.5. Som framgår ligger den mekaniska kompressorn parallellt med absorbator/generatorns lösningskrets. Anläggningen kan köras på två sätt: växelsvis med endast el-motordriven kompressor som en vanlig värmepump, resp med värmedriven absorptionsdel, eller med en bränslemotordriven kompressor parallellt med en värmedriven absorptionsdel varvid generatortorn drivs med värme från bränslemotorns rökgaser, figur 2.6 (Altenkirch, Niebergall 1956). Det första sättet erbjuder flexibel anpassning till tillgång av olika drivenergier, medan det andra ger en förbättrad värmeekonomi.

Även de resterande två elementära typerna erhålls med utgång från kopplingen för den elementära absorptionsvärmepumpen enligt figur 2.1. Emellertid kännetecknas dessa av att två kombinerade trycksteg förekommer, dvs ett mekaniskt och ett sorptionstrycksteg.

3. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan förångare och absorbator.

Denna elementära SK-värmepump erhålls då en mekanisk kompressor kopplas mellan absorptionsvärmepumpens förångare och kompressor, figur 2.7. Köldmedieången komprimeras alltså först mekaniskt till en mellantrycksnivå och sedan via ett absorptionssteg till högtrycksnivån. Kopplingen kallas även absorptionsvärmepump (resp absorptionskylmaskin) med **lågtrycksbooster**.

4. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan generator och kondensor.

Placerar man kompressorn istället mellan generatortorn och

kondensorn så erhåller man en elementär SK-värmepump, figur 2.8, i vilken köldmediet först komprimeras via ett absorptionssteg till en mellantrycksnivå och på en högre temperaturnivå mekaniskt till högtrycksnivån. I analogi med föregående typ kan denna kallas för absorptionsvärmepump med högtrycksbooster.

Av de här definierade elementära typerna har hittintills endast den elementära SK-värmepumpen av typ 3 (med lågtrycksbooster) tillämpats i kyltekniska applikationer. För närvarande tilldrar sig emellertid SK-värmepumpen av typ 1 (mekanisk resorptionsvärmepump, MRVP) det största intresse hos vissa företag och högskolor som bedriver utveckling, resp forskning inom detta teknikområde. Under 1986 kommer de första två industriella anläggningar för ångproduktion i drift i Västtyskland.

3. SORPTION-KOMPRESSIONSVÄRMEPUMPER MED OLIKA ARBETSPAR

I korthet skall här kaskadkopplade SK-värmepumpar med flera temperatursteg beröras. Dessa typer är besläktade med SK-värmepumpar av typ 3 och 4, dvs typer med två trycksteg. Antalet elementära komponenter är emellertid större. Dessutom används två olika arbetsmedier.

Genom intern termisk koppling mellan en standard mekanisk värmepump och en standard absorptionsvärmepump erhåller man kaskadkopplade SK-värmepumpar för två olika arbetspar. I denna kopplingstyp har de båda enheterna en värmeväxlare gemensam. Sådana kaskadkopplingar leder till värmepumpar med flera temperatursteg och används även i enbart mekaniska värmepumpar för att erhålla större temperaturlyft. Termodynamiskt sett är fördelen med kaskadkopplingar att varje steg kan med avseende på val av köldmedium optimeras. De valda köldmedierna får arbeta inom ett temperaturområde som är optimalt anpassat till deras termiska egenskaper.

Det är närmast två kaskadkopplingar som kan vara av intresse för SK-värmepumpar:

1. Kaskadkoppling via en värmeväxlare som för den mekaniska värmepumpen utgör kondensor och för absorptionsvärmepumpen förångare. Kondenseringsvärmets från det ena köldmediet används alltså som värmekällan för förångning av det andra. En tillämpning är tänkbar i situationer då den tillgängliga spillvärmekälla har för låg temperatur för att absorptionsvärmepumpen ensam kan fungera eller ge erforderligt temperaturlyft.

En motsvarande kaskadkoppling kan också tillämpas i ett system som består av en mekanisk värmepump och en absorptionsvärmetransformator. En sådan anläggning i pilotformat har byggts och testats av Hitachi Zosen i

Japan (Furukawa 1980). I första steget har freon R 114 används som köldmedium och vatten i det andra med litiumbromid som absorptionsmedel. En vidareutveckling av denna kombinationsvärmepump har emellertid avbrutits då det bedömdes att den på grund av för höga investeringskostnader och dålig driftsekonomi inte kunde konkurrera med andra sorptionsvärmepumpar. Ett system som föreslagits visas i figur 3.1.

2. Kaskadkoppling via AVP-kondensor, resp AVP-absorbator och förångaren i en mekanisk värmepump. Här utgörs kondensor/förångare, resp absorbator/förångare av en för både enheter gemensam värmeväxlare. Absorptionsvärmepumpens kondenseringsvärme, resp absorptionsvärme används alltså som intern värmekälla till den mekaniska värmepumpen som lyfter temperaturen till en högre nivå. .

I jämförelse med SK-värmepumpar av typ 3 och 4 har dessa kaskadvärmepumpar nackdelen av ett större investeringsbehov p g a fler ingående komponenter samt besvärligare reglerteknik för optimalt samarbete mellan de både arbetscyklarna. I värmesystem för byggnadsuppvärmning drabbas båda enheterna av försämrad tillgänglighet på grund av varaktighetskurvans förlopp (fallande effektbehov under årets lopp). Med frångopplingsbara enskilda aggregat skulle vid låglast det aggregat som utgör första temperatursteget kunna köras som grundlastvärmepump ensam. I en kaskadvärmepump däremot måste båda enheterna samköras både vid full- och dellast med sämre verkningsgrad som följd.

4. SORPTIONS-KOMPRESSIONSVÄRMEPUMP MED 1 TRYCKSTEG.

Den mekaniska resorptionsvärmepumpen (förkortat: MR-värmepump eller MRVP) som i elementärt utförande visats i figur 2.3, kännetecknas av en rad fördelar vid jämförelse med kompressionsvärmepumpen, absorptionsvärmepumpen och den termiska resorptionsvärmepumpen:

- Vid korrekt konstruktion av resorbatoren och desorbatoren kan värmeväxlingen mellan interna och externa medier i vätskeform genomföras i renodlad motström med glidande temperaturer för arbetsmediet vid apparatens varma och kalla ändar. Resultatet blir små temperaturdifferenser, bättre exergiverkningsgrad och högre värmefaktor.

- Man kan arbeta med stora temperaturdifferenser i värmekällan och värmesänkan, vilket i kombination med glidande temperaturer är gynnsamt för värmepumpsdrift.

- Vid ett givet temperaturområde för resorbatorns och desorbatorns funktion kan man för ett givet arbetspar välja tryckstegets storlek godtyckligt inom tryckområdet mellan de rena ämnernas mättnadstryck. Detta demonstreras i figur 4.1, som visar placeringen av sorptionscykeln i samma temperaturområde men tre olika tryckområden (och koncentrationsområden). Genom lämpligt val av tryck- och koncentrationsområde kan en flexibel och optimal anpassning till arbetsparets och komponenternas egenskaper samt till yttre förhållanden uppnås. Det är känt att mekaniska kompressorers egenskaper och livslängd förbättras vid låga tryckförhållanden. Här erbjuds alltså unika möjligheter att gynnsamt påverka deras och därmed SK-värmepumpens funktion och verkningsgrad.

- De i den termiska resorptionsvärmepumpen uppträdande och svårt bemästrade koncentrationsförskjutningar mellan

två sorptionscyklar kan inte förekomma.

- Med ammoniak/vatten som arbetspar (för närvarande det enda kommersiellt tillämpbara) erhålls på grund av köldmediets temperaturbeständighet temperaturlyft på över 100 °C.

4.1 Olika utföranden

Genom olika kompletteringar av det elementära systemet enligt figur 2.3 kan man åstadkomma att funktionen förbättras och värmefaktorn blir större. Beroende på åtgärd erhålls olika praktiska grundutföranden som i enkla flödesdiagram visas i figur 4.2-4.10. Vid process-optimering kan det visa sig vara fördelaktigt att kombinera flera grundutföranden.

I utförandet enligt figur 4.2a har, enligt känt mönster från absorptionsvärmepumpen, en värmeväxlare, en sk temperaturväxlare, kopplats in mellan resorbator och desorbator i vilken het svag lösning värmeväxlas med kall stark lösning. Med temperaturväxlaren kan absorptionsvärmepumpens värmefaktor ökas med upptill 30%. Under vissa förhållanden kan emellertid temperaturväxlaren i både termiska och mekaniska sorptionsvärmepumpar falla bort och med fördel ersättas av andra komponenter.

Detta inträffar när koncentrationsskillnaden mellan stark och svag lösning ökas (man talar då om ett "bredare lösningsfält") till ett visst värde. För att överbrygga det härvid uppstående temperaturgapet tillgriper man en annan form av intern värmeväxling, nämligen sk "temperatur- eller lösningsframföring". Det är frågan om en inre värmeväxling i resorbatorn och desorbatorn, figur 4.2 b. Man utnyttjar en del av den installerade (och härför dimensionerade) värmeväxlarytan inom temperaturöverlappningsområdet för inre värmeöverföring vid

glidande temperaturer. Detta sker dels mellan varm stark lösning och den svalnande och absorberande lösningen i resorbatorn, dels mellan den kalla svaga lösningen och lösningen i desorbatorn där lösningen på grund av desorption blir allt starkare och varmare (eftersom kokpunkten i den kokande lösningen ständigt ökar).

Vid ännu större koncentrationsdifferenser (och därav betingat stort temperaturarbetsområde) ökar behovet av intern värmeväxling med följd att värmeöverföringsarean och därmed investeringskostnaderna ökar. I dylika fall kan man nå en gräns då det blir ekonomiskt mera fördelaktigt att bara värmeväxla mellan värmekällan och värme-sänkan och därmed avstå från den extra temperaturhöjningen i temperaturområdets gränslägen.

I figur 4.3 visas tre olika resorptionscyklar med varierande desorptionsintervall som utmärker sig genom olika stor bredd på lösningsfältet. Den övre processcykeln förlöper vid liten koncentrations- och desorptionsdifferens. På grund av stor temperaturdifferens är behovet av intern värmeväxling via temperaturväxlaren stort. Processcykeln i mitten förlöper i ungefärligen samma temperaturområde, men desorptions- och koncentrationsdifferensen är betydligt större. I detta fall inträffar en temperaturöverlappning mellan sorptionsprocesserna i resorbator och desorbator. Som följd av detta blir tryckförhållandet lägre, men behovet av intern värmeväxling mellan dessa apparater är förhållandevis stort, samtidigt som i överlappningsområdet desorberat ammoniak måste avsugas utan att förbättra kyleffekten. Förhållandena är ännu extremare i den nedre processcykeln. Här är behovet av den interna värmeöverföringen betydligt större än den externa. Såväl MR-värmepumpar med extremt små som extremt stora koncentrations- och desorptionsdifferenser erfordrar önskat stora interna värmeväxlytor. Mellan dessa extremfall gäller det att hitta

optimala processbetingelser för minimal intern värmeväxling och optimal anpassning till yttre förhållanden.

I figur 4.4 ges exempel på fyra gränsfall som kan uppträda i en sorptionscykel framställda i temperatur-entropi-diagram. I diagram a är desorptionsbredden liten och tryckförhållandet stort. I diagram b är desorptionsbredden stor och tryckförhållandet medelstort. Diagram c visar en process där tryckförhållandet också är medelstort, men behovet av temperaturväxlaren eliminerat. Diagram d kännetecknas av ett lågt tryckförhållande, men en betydande temperaturöverlappning.

Dessa utföranden med antingen temperaturväxlare eller intern värmeväxling kan man under vissa förhållanden komplettera med en partiell lösningsflödesreglering mellan ur desorbatorn utträdande stark lösning och i desorbatorn inträdande svag lösning, figur 4.5 (Lotz, 1981). Med hjälp av denna reglering kan man variera den relativa vätske-cirkulationen, det sk specifika flödet, som anger hur mycket stark lösning som måste tillföras resorbatorn för att absorbera 1 kg köldmedium. I figur 4.6 visas att värmefaktorn gynsamt kan påverkas vid ändring av delströmsflödet $f(\max)$.

Ett sätt att ytterligare avkyla den t_{ex} i temperaturväxlaren förkylda svaga lösningen är att utnyttja ett eventuellt tillgängligt extern vätskeflöde med tillräckligt låg temperatur. Detta visas i figur 4.7. Mellan temperaturväxlaren har kopplats en extern lösningskylare.

Ytterligare en metod med samma syfte har nyligen utvecklats och patenterats (Mučić 1984). Metoden har kallats extradesorption. Denna utförs med varm svag lösning efter temperaturväxling. Där metoden kan tillämpas leder den till en förbättring av värmefaktorn. Den beskrivs

närmare nedan.

För att höja den starka lösningens temperatur och minska temperaturen i det genom kompression överhettade köldmedium innan båda inträder i resorbatorn kan en intern värmeväxling mellan dessa flöden anordnas enligt figur 4.8. Mellan kompressorn och resorbatorn placeras en ångkylare. Ångkylning kan också anordnas via extern kylning, figur 4.9. Vid mekanisk flerstegskompression används normalt en eller två ångkylare som mellankylare.

Ett originellt sätt att överföra kompressionsvärme till den kallare starka lösningen utvecklas för närvarande hos det tyska företaget Borsig i Berlin (Malewski 1984), figur 4.10, vilket mera ingående beskrivs i ett separat kapitel. Efter förvärmning i temperaturväxlaren blandas lösningen genom direktinsprutning i en skruvkompressor med den komprimerade köldmedieången. Lösningen fungerar här både som kylmedium och som tätningsvätska istället för olja mellan rotor och kompressorhus.

Till skillnad från den elementära mekaniska resorptionsvärmepumpen utrustas en optimerad värmepump alltid med en eller flera interna värmeväxlare, allt i syfte att närma sig ideala processförhållanden och att uppnå acceptabla värmefaktorer vid lägstmöjlig kostnad.

4.2 Värmefaktor och jämförelseprocess för mekaniska resorptionsvärmepumpar

Det är vanligt att Carnot-processen används som ideal jämförelseprocess för kompressionsvärmepumpar av konventionellt slag. Samma process har även tidigare på ett felaktigt sätt tillämpats på absorptionsvärmepumpar men rättats till och anpassats till sorptionsprocesser (Stierlin 1964) samt därefter ingående behandlats i en doktorsavhandling (Eber 1968). Som en mera verklighets-

anpassad jämförelseprocess har Lorenz-processen betraktats (Niebergall 1959) i vilken emellertid helt reversibla isoterma förhållanden inte längre råder.

För mekaniska resorptionsvärmepumpar har som jämförelseprocess föreslagits

- en ideal lösningscykelprocess (Altenkirch 1950)
- en ideal Lorenz-process för köldmediet (Lotz 1981)
- en ideal Joule-process för köldmediet (Mučić 1983).

Altenkirchs förslag är inte lätt att tillämpa och med den anvisade approximationen endast användbar för ammoniak/vatten. I Lotz' ekationer finns oklarheter som trots framhållanden inte klarlagts och rättats. Mucic har påpekat att det är principiellt fel att använda Lorenz-processen som ideal jämförelseprocess. Utom två isentropa tillståndändringar (samma hos Joule-processen) har Lorenz-processen även två polytropa, emedam Joule-processen uppvisar två isobarer, figur 4.11, liksom i den verkliga processen. Av denna anledning är Joule-processen att föredra som jämförelseprocess. Metoden enligt Mučić är entydig och lika enkelt att använda som Carnotprocessen.

I figur 4.12 visas det principiella arbetssättet hos en mekanisk kompressionsvärmepump med en komponent som arbetsmedium och fasändring. Karakteristiskt är att arbetsmediet vid konstant tryck endast har en enda förångnings-, resp kondenserings-temperatur. Som bekant beräknas för denna värmepump den ideala Carnot-värmefaktorn enligt

$$\phi_1 = T_1 / (T_1 - T_{01}) \quad (1a)$$

$$= 1 + T_{01} / (T_1 - T_{01}) \quad (1b)$$

Här är T_1 kondenserings- och T_o förångningstemperaturen (K).

I figur 4.12 visas det principiella arbetssättet hos en mekanisk resorptionsvärmepump med ett 2-komponents-arbetspar och fasändring. Vid ett bestämt tryck uppträder emellertid oändligt många desorptions- och resorptionstemperaturer som bestäms av koncentrationen av den komponent som har lägre kokpunkt. Här antas att en ideal värmeöverföring (med oändligt stora värmeväxlarytor) sker mellan lösning och värme-, resp köldbäraren vid glidande temperaturer med konstant medeltemperaturdifferens. För en ideal Joule-process beräknas den förlustfria värmepumpens värmefaktor till (beteckningar enligt figur 4.12):

$$\phi_2 = ((T_1+T_2)/2) / ((T_1+T_2)/2 - (T_{o1}+T_{o2})/2) \quad (2a)$$

$$= 1 + ((T_{o1}+T_{o2})/2) / ((T_1+T_2)/2 - (T_{o1}+T_{o2})/2) \quad (2b)$$

$$= T_{m,res}/(T_{m,res}-T_{m,des}) \quad (2c)$$

$$= 1 + T_{m,des}/(T_{m,res}-T_{m,des}) \quad (2d)$$

För enkelhets skull har här aritmetiska medeltemperaturer $T_{m,res}$ (resorbator) och $T_{m,des}$ (desorbator) använts istället för logaritmiska. Ekvationerna (2c) och (2d) har samma form som ekvationerna (1a) och (1b). Man kan därför omedelbart jämföra de båda processerna ideala värmefaktorer med varandra.

Ekvation (2a) kan omformas och kombineras med (1a) så att följande kvot mellan de båda värmefaktorerna erhålls:

$$\phi_2/\phi_1 = (T_1/(T_1-T_{o1})*(1+T_2/T_1)/(1+(T_2-T_{o2})/(T_1-T_{o1})) \quad (4)$$

Denna ekvation återges i figur 4.13 som diagram för alla aktuella värden på T_2/T_1 , (T_2-T_{o2}) och (T_1-T_{o1}) . Med denna framställning bevisas att den teoretiska värmefaktorn för en mekanisk hetvatten-resorptionsvärmepump alltid är större än den för en hetvatten-kompressionsvärmepump. Utförs dimensionering och konstruktion av resorbator och desorbator korrekt så blir även den verkliga värmefaktorn alltid större. I en MR-värmepump för direkt ångproduktion kan man i resorbatorn inte utnyttja glidande temperaturer vid värmeväxling ifall ångkondensat tillförs vid ångbildningstemperaturen. Därför blir den verkliga värmefaktorn lägre än vid hetvattenframställning, men på grund av de gynsamma termiska förhållanden i desorbatorn ändå något bättre än för kompressionsvärmepumpen.

4.3 Utvecklingsläge

Som tidigare nämnts har grundideerna och fördelarna med MRVP-tekniken länge varit kända. Men först sedan ca 1980 har man försökt bedriva utveckling av hårdvara och system. Resultatet är att några prototyper byggts och studerats samt i ett fall lett till etablering av ett företag, ThermoConsulting-Heidelberg GmbH, som numera marknadsför större dels industriella anläggningar för produktion av lågtrycksånga och dels anläggningar för kommunal hetvattenproduktion för fjärrvärme. Utvecklingen har (med statligt stöd) mest framgångsrikt bedrivits i Västtyskland hos kommunala värmeverket i Mannheim. Upphovsmannen och idegivaren, V. Mucic, har inom koncernen Schmeink GmbH startat nämnda företag för vidareutveckling och kommersialisering av mekaniska och termiska resorptionsvärmepumpar och resorptionsvärmeframtransformatorer. För närvarande kan man göra den bedömning att andra pågående utvecklingar i bästa fall först om ca 2 - 3 år kan leda till en kommersialisering.

4.4 TCHs mekaniska resorptionsvärmepump

4.4.1 TCH-prototyp

1980 erhöill Stadtwerke Mannheim AG (SMA) ett stort statligt anslag för utveckling, konstruktion och utprovning av en mekanisk resorptionsvärmepump. Målet var

- att praktiskt bevisa de teoretiskt kända energetiska fördelarna gentemot konventionella kompressionsvärmepumpar,

- att visa att man vid horisontell konstruktion av desorbator och resorbator medels flerfaldig lösningsrecirkulation kan få sorptionsprocesserna att förlöpa längs kokpunktslinjen vid ökande, resp minskande koncentrationer och temperaturer, men vid konstant tryck.

Detta forsknings- och utvecklingsarbete avslutades 1983 (Mučić, Scheuermann 1984) och har sedan dess lett fram till ovannämnda företagsbildning och efter ytterligare utveckling till en kommersialisering.

En prototyp med ca 320 kW resorbatoreffekt byggdes och kopplades in på fjärrvärmenätet för testkörningar. Ett principiellt flödesschema av värmepumpen visas i figur 4.15. I motsvarighet till figur 4.1 visar figur 4.16 ett diagram med extrema processcyklar och den valda optimala cykeln.

Ett internt läckage mellan två olika sektioner i desorbatorn, som skulle ha medfört stora extrakostnader att lägsna, ledde till beslutet att genomföra projektet med testkörningar vid dellast (ca 50%) eftersom projektets mål ändå kunde uppnås inom given tids- och kostnadsram. Ur figur 4.17 och 4.18 framgår skillnader på processdata mellan utläggning och uppmätning avseende

temperaturer och entalpier. På ett motsvarande sätt visas i figur 4.19 och 4.20 utläggnings- och procesdata avseende effekter och massflöden.

Det visade sig bl a att recirkulationspumparna hade en överraskande dålig verkningsgrad, endast 8 - 16 %. Detta påverkade kraftigt totala värmefaktorn som fanns vara 9.1 mot förväntat värde 11.3. Processvärmefaktorn uppmättes till 12.0. Dessa värden bör jämföras med värmefaktorn 4.73 för en offererad R12-kompressorvärmepump som dimensionerats för samma systemförhållanden. Det visade sig också att anskaffningskostnaderna var jämförbara: prototypens aggregatkostnad belöpte sig på 256 000 DEM, medan den konventionella värmepumpen offererats till ett pris på 255 000 DEM (båda inkl montage och idrifttagning).

4.4.2 TCH-värmepump med extradesorption

Den inom TCH-företaget fortsatta utvecklingen har bl a lett fram till dels patenterad innovation avseende termiska resorptionsvärmepumpar (bortfall av rektifikator), dels ett patent avseende mekaniska resorptionsvärmepumpar: den s k extradesorptionen som syftar till att ytterligare internt avkyla den temperaturväxlade svaga lösningen före inträde i desorbatorn för att bringa lösningens temperatur så nära som möjligt desorptionens begynnelsestemperatur. Den ännu varma lösningen används alltså för att efter ordinarie avdrivning i desorbatorn avdriva ytterligare ammoniak. I sorptionsprocesser där detta gynnas av yttre betingelser uppnås dels en förbättring av desorptionens exergetiska verkningsgrad, dels en större desorptionsbredd och därmed ett mindre effektbehov för lösningspumpen. Däremot ökar volymflödet av avsugen gas till kompressorn (Mučić 1984), samtidigt som totala tryckförhållandet reduceras, figur 4.21.

Detta större volymflöde kan omhändertagas på två olika sätt. Antingen, såsom visas i figur 4.22, att efter ett första kompressionssteg återföra och vid lågt tryck absorbera y kg ammoniak i en liten separat absorbatordesorbator, eller att bortse från denna (ingen återföring, $y=0$) och istället komprimera hela gasflödet till resorbatortryck. I första fallet sker extradesorption i både en lösningskylare och en absorbatordesorbator, i det andra fallet endast i lösningskylaren. Som diagrammen i figur 4.23 visar förbättras värmefaktorn teoretiskt upptill 40% (vid oändligt stora värmeväxlaytor), beroende av återfört ångflöde, temperaturlyft och lösningens medelkoncentration. I verkligheten kan man räkna med att uppnå ca hälften av dessa värden.

Tabellen i figur 4.24 visar en sammanställning över extradesorptionens relativa inverkan (i förhållande till konventionell process och vid ideal värmeväxling) på intern värmeväxlareffekt, kompressorns totala sugvolym och tryckförhållande, samt lösningspumpens effektbehov. Då yttre betingelser tillåter tillämpningen av extradesorption erhålls således alltid en förbättring av värmefaktorn, men därmeot inte alltid en minskning av investeringskostnaden (Scheuermann 1985).

4.4.3 Jämförelse med konventionell elvärmepump

För att underlätta förståelsen av en kommersiell MR-värmepump ges i det följande en komponentjämförelse och funktionsbeskrivning. Utifrån sett har TCHs MR-värmepump ungefär samma funktionskomponenter som en EVP samt liknande processfunktion.

Huvudkomponenterna är:

- Tryckstegraren för köldmedieånga (EVP, MRVP: mekanisk kompressor).

- Värmeväxlaren för fasändring av gasformigt köldmedium till vätskeformigt, resp löst tillstånd (EVP: kondensor. MRVP: resorbator = absorbator), varvid latent värme (EVP: kondenseringsentalpin. MRVP: kondenserings- + lösningsentalpin) värmeväxlas till värmebäraren som upphettas eller förångas.

- Värmeväxlaren för fasändring av vätskeformigt, resp löst köldmedium till gasformigt tillstånd (EVP: förångare. MRVP: desorbator = lågtemperaturkokare), varvid spillvärme via värmeväxling upptas som sensibel eller latent värme.

- Drosselventilen mellan dessa värmeväxlare för tryckreducering.

- Interna värmeväxlare för förbättring av verkningsgrad och värmefaktor (EVP: kondensatunderkylare, economizer, suggasöverhettare. MRVP: temperaturväxlare, gaskylare, interna lösningsvärmare och -kylare).

I en EVP sker en kondensering av ren köldmedieånga till köldmedievätska vid konstant tryck och temperatur. I en MRVP däremot kondenseras vid konstant tryck, men glidan-

de temperatur, en köldmedieblandning av ammoniakånga (ca 98-99.5%) och vattenånga (ca 0.5-2%) i lösningsöversköljda värmeväxlartuber (fallfilm) samtidigt som kondenserat ammoniak löser sig i en måttligt koncentrerad ammoniak/vattenlösning. Utöver kondenseringsvärme frigörs även lösningsvärme. Andelen av värme som härvid överförs för hetvatten- eller ångproduktion är ca 96-99% från ammoniakånga och ca 1-4% från vattenånga. Eftersom motströmsvärmeväxling mellan lösning och värmebärare sker vid glidande temperaturer blir medeltemperaturen lägre än i en EVP. Vid direkt ångproduktion kan däremot motströmsvärmeväxling av fysikaliska skäl inte genomföras och utnyttjas därför endast vid uppvärmning av ångkondensat.

I en EVP-förångare förångas rent köldmedium vid konstant tryck och temperatur under värmeupptagning från värmekällan. I en MRVP däremot regenereras vid konstant tryck och glidande temperatur den i resorbatorn erhållna koncentrerade ammoniaklösningen under utnyttjande av lågtempererat spillvärme. Härvid avkokas ammoniak och en liten mängd vatten. På grund av att motströmsvärmeväxling mellan lösning och köldbäraren (värmekällan) genomförs vid glidande temperaturer blir medeltemperaturen högre än i en EVP.

Den termodynamiskt viktigaste skillnaden är just att desorption och, då det är fysikaliskt möjligt, resorption samt all övrig värmeväxling sker i motström, respektive korsmotström, vid glidande temperaturer. Detta kan ske inom ett för ammoniak karakteristiskt, mycket stort temperaturområde inom vilket ammoniak är termiskt stabilt (upptill ca 190°C). I en EVP sker däremot både kondensering och förångning vid konstanta temperaturer som bestäms av köldmediets begränsade temperaturegenskaper samt utgående köld- och värmebäraretemperatur. Eftersom under övrigt liknande förhållanden medeltempe-

raturdifferensen mellan resorbatorn och desorbatorn vid hetvattenproduktion blir mindre än mellan kondensorn och förångaren kommer värmefaktorn för en MRVP att bli större, under vissa förhållanden tom mycket större än för en EVP. Vid direkt ångproduktion blir processvärmefaktorn ca lika stor eller något större än för en EVP.

En annan väsentlig och för en RMVP fördelaktig skillnad är att processförloppet kan flexibelt anpassas (optimeras) till yttre processbetingelser. Detta beror på det förhållande att för rent köldmedium i en EVP existerar vid en given kondenserings-, resp förångningstemperatur endast ett enda oföränderligt kondenserings-, resp förångningstryck. Tryckförhållandet vid tryckstegring är därmed fixerat och opåverkbart.

I en RMVP däremot cirkuleras en lösning med varierande koncentration och varierande koktemperatur mellan resorbator och desorbator. En lösnings kondenserings- och förångningstryck kan man emellertid enligt kända fysikaliska lagar godtyckligt ändra mellan de rena komponenternas ångtryck genom att ändra dess koncentration. Genom att välja lämpliga koncentrationer i resorbator och desorbator kan man därför även välja dels acceptabla processtryck i dessa apparater och dels ett lämpligt tryckförhållande, se t ex figur 4.1 och 4.16. Man har med andra ord ett instrument för teknisk-ekonomisk optimering och flexibel anpassning.

4.4.4 Processförlopp och funktionsbeskrivning

För beskrivning av process och funktion hänvisas till flödesschemats olika processpunkter, figur 4.25. Flödesschemat är typiskt för standardutförande som är avsett för storskalig produktion av hetvatten (upptill 170 °C och större än ca 2 MW uteffekt) eller lågtrycksånga (upptill ca 150 °C och ca 50 t/h).

(1) Kall köldmedieånga (blandning) sugas av ur desorbatoren och komprimeras i skruv- eller turbokompressor i ett eller flera steg varvid ångan överhettas.

(2) Överhettad köldmedieånga kylv i minst en gaskylare (eller mellankylare) med varm lösning så att denna om möjligt når resorptionens begynnelsestemperatur.

(3) Den något avkylda ångan leds till nedre öppning av fallfilmstuber i resorbatoren vid hetvattenproduktion, resp till övre öppning vid ångproduktion.

(4) Den upphettade lösningen leds till tubernas övre öppning där den sprids som fallfilm inuti tuberna. Absorption av köldmedieånga sker i motström vid hetvattenproduktion och i medström vid ångproduktion. Samtidigt överförs absorptionsvärme till värmebäraren utanför tuberna.

(5) Värmebäraren, dvs returvatten, resp ångkondensat inträder i resorbatorns nedre del och strömmar i korsmotström mot fallfilmen uppåt under uppvärmning till framledningstemperatur, resp till koktemperatur samt förångning. Vid direk \S ångproduktion är övre delen av resorbatoren utformad som ångdom.

(6) Den genom absorption av ammoniak koncentrerade heta lösningen lämnar resorbatoren med reducerad koktemperatur och måste kylas före regenerering.

(7) Detta sker delvis genom värmeväxling med kall regenerad lösning i den s k temperaturväxlaren.

(8) Den avkylda koncentrerade lösningen avkyls vidare i desorbatoren genom extradesorption. Om avkylningen inte är tillräcklig för att närapå nå desorptionens begyn-

nelsetemperatur kyla lösningen ytterligare genom s k lösningsframföring i en intern värmeväxlare.

(9) Först därefter sker tryckreducering till desorptionstryck samt slutlig förångningskylning varvid en liten mängd ammoniak avkokar.

(10) Den kylda lösningen rinner nedåt utmed fallfilmtubernas insida varvid den tar upp värme från köldbäraren (värmekällan) som förs i korsmotström utanför tuberna. Härvid regenereras lösningen och avkokat ammoniak sugas bort av kompressorn. Vid regenereringen minskar lösningens koncentration, medan koktemperaturen ökar.

(11) Med förhöjd temperatur pumpas den regenererade lösningen medels en tryckstegringspump (lösningspumpen) först till temperaturväxlaren där den värmväxlas mot het koncentrerad lösning och sedan vidare till hetgaskylaren (2) (vid flerstegskompression även till mellankylaren) för ytterligare uppvärmning.

(12) Ifall härvid resorptionstemperaturen inte nåtts sker slutlig uppvärmning genom lösningsframföring i en intern värmeväxlare i resorbatorn innan lösningen fördelas över fallfilmstuber (4).

Därmed sluts köldmediets och lösningens kombinerade processcykel i TCHs mekaniska resorptionsvärmepump.

4.4.5 TCH-anläggningar för industriell ångproduktion

Med en mekanisk resorptionsvärmepump typ TCH kan man producera lågtrycksånga på tre olika sätt:

a) direkt i resorbatorn genom att resorptionsvärme omedelbart värmväxlas till vatten vid kokpunkten,

b) indirekt på konventionellt sätt genom att i resorbatorn till tillräckligt hög temperatur upphettat vatten tryckreduceras i ett eller flera steg,

c) indirekt på konventionellt sätt genom att från i resorbatorn upphettat vatten ånga avsugs och komprimeras i en mekanisk ångkompressor.

Varje sätt kännetecknas av olika värmefaktor, investeringsbehov och antal rörliga komponenter. Enligt uppgift från TCH har två anläggningar sålts (1985) i Västtyskland (sätt a) och fyra ytterligare (däribland sätt b och c) är planerade.

En mindre anläggning för ångproduktion (1 t/h) tas i drift våren 1986 i en kemisk industri nära Köln.

En större anläggning för kombinerad ång- och elproduktion beräknas komma i drift i slutet av 1986 i en pappersindustri vid Lübeck. Ett flödesdiagram visas i figur 4.26. Som värmekälla utnyttjas spillvärme från pappersmaskinen (fuktig frånluft, 70°C, ca 0.15 kg vatten/kg torr luft) och avgaser från dieselmotorn som driver både en elgenerator och en flerstegs-turbokompressor. Anläggningen är dimensionerad för produktion av 19 t ånga/h och 3 MW el. Total anskaffningskostnad ca 8.1 miljoner DEM.

Jämför man den ingående MR-värmepumpens födesschema med standardutförandet enligt figur 2.25 så finner man en rad avvikelser. Detta beror på att Lubeck-värmepumpen är totalt systemoptimerad och har kommit fram efter genomräkning av ett flertal tänkbara systemlösningar. Vid optimering av systemutförandet och komponenterna har alla tekniska finesser och anpassningsmöjligheter utnyttjats som den mekaniska resorptionsvärmepumpen erbjuder. Resultatet blev en anläggning med lägre anskaff-

ningskostnad och bättre värmefaktor än som skulle erhållits med standardutförandet. I lösningskretsen arbetar processen med två desorptionssteg för att flexibelt kunna anpassas till två värmekällor på olika temperaturnivåer. Processförloppet i lösningskretsen återges i ett entalpi/koncentrationsdiagram i figur 4.27.

Anläggningens huvudsakliga tekniska data är följande:

Kyleffekt, desorbator 1,	MW	3.89
desorbator 2,	MW	2.34
Fuktkondensat i desorbator 1,	t/h	4.72
Axeffekt, kompressor 1,	MW	1.21
kompressor 2,	MW	1.35
Generatoreffekt,	MW	3.15
Lösningssumppeffekt,	MW	0.15
Nettoeleffekt,	MW	3.00
Resorbatoreffekt,	MW	12.32
Ångproduktion (3.8 bar, 150 °C) t/h		19
Effektiv motoreffekt,	MW	5.92
Driveffekt (Hu),	MW	14.79
Avgaskylare,	MW	3.39
Processvärmefaktor		3.44
Total värmefaktor		3.31

Det anmärkningsvärda är att man med denna mekaniska resorptionsvärmepump skall uppnå ett temperaturlyft på $150 - 47 = 103$ °C.

4.5 Borsigs prototyp

Det tyska företaget Borsig i Berlin bedriver sedan 1981 utveckling av en MRVP med stöd från EGs oljeersättningsfond.

Målsättningen är att ta fram fabriksbyggda kompakta enheter med liggande desorbator och absorbator samt

lösningsskyld skruvkompressor. Principen har visats i figur 4.10. I figur 4.28 (Malewski 1984) visas ett mera utförligt flödesdiagram. En prototyp på ca 500 kW desorbatoreffekt har byggts, testats och ombyggts flera gånger efter att problem uppstått vid de korttidskörningarna (ca 1 dygn per försök).

Den bärande idén denna utveckling bygger på är originell, men mycket problematisk. Man försöker köra skruvkompressorerna oljefritt och använder den från temperaturväxlaren kommande svala starka lösningen både som kyl- och tätningsmedium istället för olja. Enligt rykten har flera kompressortyper gjorts i sank. Enligt personliga uppgifter från upphovsmannen, dr W Malewski, under ett besök hösten 85, använder man numera en modifierad Hallkompressor med enkel skruv och hjälpmotor samt ändrade yttre kyllda rullager. Tätningsproblem uppstår på grund av för stor spalt mellan rotor och hus. Enligt tillverkaren lär det vara möjligt att minska spalten för att möjliggöra effektiv tätning med ammoniaklösning. Alla komponenter är placerade på temperaturväxlaren som fungerar som bärplatta, figur 4.29.

De försök som hittills gjorts har visat följande:

- kompressionen med lösningssinsprutning förlöper praktiskt taget isotermt ($C_p/C_v = \text{ca } 1$),
- bullernivån har sänkts mycket kraftigt, den stora insprutningen av vätska verkar ljuddämpande,
- anläggningens regleringsbehov är mycket mindre än väntat,
- processförloppet i lösningsscykeln avviker på grund av isotermin påtagligt från det förväntade,

- processcykeln för lösningen är begränsad av det förhållande att ett minimumflöde behövs för rotortätning,
- temperatursprång på ca 80 C har uppnåtts (motsvarande tidigare publicerade förväntningar, figur 4.31) samtidigt som värmefaktorn är högre än den som vid konventionell drift under liknande förhållanden kan uppnås, som förväntat enligt figur 4.30.

Först i början av 1986 vågar man köra det första långtidsförsök (2 veckor). Man bedömer att man behöver minst ett år till för försöksverksamhet. Om man lyckas avser man att 1987 göra en första mindre industriell provinstallation för ångproduktion (ca 1 t/h) och börja eventuellt marknadsföra under 1988.

Detaljerade försöksresultat och utvärdering kommer att publiceras mot slutet av 1986.

4.6 Övriga typer

Utöver TCHs och Borsigs marknadsinriktade utveckling av mekaniska resorptionsvärmepumpar pågår en mera forskningsinriktad utveckling vid ETH, Zürich, och vid Institut de Chimie Alimentaire, Bukarest.

Forskningen vid ETH avser en laboratorietyp med fallfilmsvärmväxlare. En anläggning på någon kilowatt resorbatoreffekt har byggts och testas. Detta arbete utgör innehållet i en doktorsavhandling som emellertid ännu inte är avslutad och publicerad. Som arbetspar används ammoniak/vatten.

Vid det rumunänska institutet har en experimentanläggning med 15.5 kW resorbatoreffekt byggts och testats (Bercescu m fl 1983) med gott resultat. I figur 4.32 visas ett kopplingsschema. Man har använt två seriekopp-

lade kompressorer med mellankylning. Även i denna anläggning utnyttjas ammoniak/vatten som arbetspar. Processförloppet framgår schematiskt ur entalpi/koncentrationsdiagrammet i figur 4.33. Vid ett temperaturlyft från 24.5 C till 59 C har värmefaktorn uppmätts till 4.89. Man konstaterar att en konventionell R12-värmepump vid samma förhållanden endast uppnår en värmefaktor på 3.38.

I Östtyskland har vid skilda tillfällen framhållits vilka fördelar som kan uppnås med den mekaniska resorptionsvärmepumpen (Nowotny 1977, 1979) men detta har ännu inte resulterat i praktiska aktiviteter.

Sedan hösten 1985 pågår vid Chalmers tekniska Högskola i Göteborg ett BFR-financierat projekt inom detta teknikområde. Projektet har huvudsakligen kunskapsuppbyggande karaktär. Man avser också att undersöka andra arbetsmediepar än ammoniak/vatten, t ex freon/mineralolja eller trifluoretylalkohol/E181 (trietylenglykoldimetyleter).

4.7 Prestanda, specifika kostnader och ekonomi

Anskaffningskostnader för TCHs värmepumpar har undersökts via budgetofferter och publikation av specifika kostnader. Både prestanda och prisläge för dessa värmepumpar visar att det handlar om ett teknisk-ekonomiskt genombrott för sorptionsvärmepumpsteknologin. I jämförelse med den konventionella elvärmepumpen, resp absorptionsvärmepumpen (t ex typ Linde, Borsig, Sanyo och Hitachi) uppvisar den mekaniska resorptionsvärmepumpen en påtaglig konkurrensförmåga vid de flesta tillämpningar och i allmänhet med bättre prestanda. Jämfört med elvärmepumpar (R12) vid identiska tillämpningar blir t ex värmefaktorn teoretiskt och praktiskt alltid större. Vid hetvattenproduktion, t ex till ett fjärrvärmenät, varierar den specifika anskaffningskostnaden (SEK/ kW

kyleffekt) för en komplett standardanläggning mellan ca 800 och 1 200, beroende på storlek och temperaturnivåer.

Detta belyses av följande två exempel med olika värme-källor:

Målet är att lyfta returtemperaturen i ett fjärrvärmenät (10 MW) från 50/70 till 70/90°C med en eldriven MRVP med resorbatoreffekt 5 MW.

Värmekälla (vatten)	°C	35/20	10/5
Max kyleffekt	kW	3800	3200
Max axeleffekt	kW	1230	1800
Värmefaktor, inkl samtliga förluster:			
vid maxlast		3.8	2.5
vid medellast		4.6	3.1
Anskaffningskostnad, inkl montage, idrifttagning,	MSEK	3.5	3.8

Kostnadsläge (1985) och säkerhetsaspekter för en MRVP för ångproduktion belyses av följande två exempel:

Målet är att utnyttja kondenserande rökgaskylning från en oljeeldad panna som värmekälla för att framställa lågtrycksånga enligt sätt a (140°C, 3.6 bar) till en massaindustri. Drivkälla: elmotor. 3-stegs turbokompres-sor. Standardutförande.

Värmekälla (vatten)	°C	45/35	40/30
Kyleffekt,	MW	13.8	15.3
Elbehov, inkl förluster	MW	11.1	13.1
Resorbatoreffekt,	MW	24.7	27.4
Ångproduktion,	t/h	38.7	42.9
Processvärmefaktor		2.40	2.25
Total värmefaktor		2.23	2.10
Temperaturlyft	°C	105	110
Max processtryck	bar	43	43

Anskaffningskostnad, inkl

montage, idrifttagning	MSEK	22	24
------------------------	------	----	----

Som jämförelse kan nämnas att en motsvarande anläggning i konventionellt utförande (eldriven R114-värmepump med seriekopplad vattenångkompressor, ungefär samma totala värmefaktor) offererats för ett ca 10 MSEK högre anskaffningspris.

En stor kostnadspost i denna konventionella anläggning betingas av den stora mängd dyrbart freon: en fyllning på 16 ton erfordras, medan MR-värmepumpen endast behöver ca 500 kg av den billiga industrikemikalien ammoniak upplöst i ungefär samma mängd vatten. Detta är anmärkningsvärt och har även betydelse vid eventuellt haveri eller läckage, inte minst ur miljösynpunkt och med tanke på freoners skadliga inverkan på atmosfärens skyddande ozonskikt. Enligt kylnormerna utrustas en MRVP bl a med luftad nödtömningskärl som rymmer minst 10 kg absorptionsmedel (vatten) per kg ammoniak för utspädning av den erhållna lösningen. I anläggningen ovan ingår en 10 m³ delvis vattenfylld tank som alltså är kraftigt överdimensionerad. TCH utrustar dessutom både desorbatorn och resorbatorn med interna nödduschar som är avsedda för snabb absorption av i gasfas befintligt ammoniak och utspädning av lösningen i sumpen. Av den i processen cirkulerande mängd ammoniak befinner sig ca 70% alltid i löst form absorberat i vatten och endast ca 15% i gasfas vid högt tryck och hög temperatur och ungefär samma andel i gasfas vid lågt tryck och låg temperatur.

Överslagsmässigt kan man räkna med en ammoniak-, resp vattenfyllning motsvarande ca 35-40 kg ammoniak, resp ca 50 kg vatten per MW kyleffekt. I konventionella industriella absorptionsanläggningar för kyländamål räknar man normalt med ca 1-2 ton ammoniak per MW kyleffekt.

5. SK-VÄRMEPUMPAR MED FLERA TRYCKSTEG

Som i den elementära framställningen visats kännetecknas dessa typer av att både mekanisk ångkompression och termisk sorptionskompression tillämpas i en seriekoppling av tryckstegen, figur 2.7 och 2.8.

SK-värmepumpen med en högtrycksbooster har veterligen inte fått någon praktisk tillämpning. Den "omvända" lösningen, nämligen en SK-arbetsmaskin med en högtrycks-expansionsturbin har i många olika utföranden föreslagits, bilaga 1. Som inledningsvis nämnts behandlas dessa typer inte i denna utredning. Emellertid visas som exempel ett urval av tänkbara lösningar i figur 5.1 som föreslagits i en avslagen patentansökan (Granryd 1967). Grundideerna har senast åter presenterats vid en värme-pumps-workshop i Berlin 1982 under beteckningen "dubbel-effekt absorptionssystem".

SK-värmepumpar med lågtrycksbooster har däremot ibland tillämpats i industriella absorptionskylänläggningar när det gällde att åstadkomma en eller flera olika frystemperturnivåer med en lägsta nivå på omkring -50 °C utan att behöva tillgripa en flerstegs absorptionsvärmepump. Dessa har mycket högre specifik investeringskostnad än kombinationstypen. Sådana anläggningar offereras t ex av Borsig och Linde, båda BRD.

I figur 5.2 visas två speciella kopplingar enligt Linde, dels med två förångningssteg (partial boosting) och dels för växeldrift (temporary boosting): vinterdrift i absorptionsvärmepumpskoppling (när kylvattentemperaturen är tillräckligt låg), sommar drift i SK-värmepumpskoppling (när kylvattentemperaturen är för hög).

Borsig har senast för ett par år sedan levererat en tvåsträngig kylanläggning med lågtrycksbooster till en

metanolfabrik i Östtyskland (kyleffekt 2×3.84 MW). I denna anläggning har man även tillämpat en patenterad innovation (Malewski, Holldorff 1985). Denna innebär att från kompressorn tas ut ånga på två olika trycknivåer och absorberas i var sin absorbator vid olika temperaturnivåer, figur 5.3.

För produktion av nyttovärme har emellertid ingen tillämpning förekommit. Däremot har under de senaste åren högskoleforskning och -utveckling bedrivits i syfte att undersöka möjligheten att använda sig av en vätske-driven termokompressor (ejektor) istället för en mekanisk rotationskompressor (Chung 1983), figur 5.4. Som framgår är ejektorn i vertikalt läge direkt kopplad till absorbatorns trattformade botten. Som drivvätska används externt kyld svag lösning. Man behöver alltså ha tillgång till kylvatten på en temperaturnivå under returvattnets i ett normalt värmesystem vilket är en nackdel. Som arbetspar har använts R21/E181. Studien har huvudsakligen ägnats åt att klarlägga ejektorns och den nya kompakta absorbatorns dynamiska beteende. Beräkningsvägen har visats att högre värmefaktor kan uppnås än med endast absorptionsvärmepump. På detta stadium är det inte möjligt att säga något om en eventuell framtida praktisk tillämpning.

Solenergidrivna termiska sorptionsprocesser har ibland undersökts. Ett intressant men ekonomiskt orealistiskt förslag (Costello 1975) gick ut på att förse en soldriven ammoniak/vatten absorptionsvärmepump både med en lågtrycksbooster mellan förångare och absorbator och en högtrycksbooster mellan generator och kondensor, figur 5.5. Systemet representerar alltså en SK-värmepump med tre trycksteg, nämligen två steg med mekanisk ångkompression och ett mellansteg med sorptionskompression.

6. VÄRMETRANSFORMATORER MED ÅNGKOMPRESSION

6.1 Termiska värmetransformatorer

Termiska värmetransformatorer av sorptionstyp erhåller man om man i en sorptionsvärmepump låter processen förlöpa åt motsatt håll. Utgår man t ex från en elementär absorptionsvärmepump enligt figur 2.1 eller en elementär termisk resorptionsvärmepump enligt figur 2.2 så erhåller man vid processreversering en termisk absorptionsvärmetransformator (AVT), resp resorptionsvärmetransformator (RVT). Härvid byter komponenterna på högtryckssidan (kondensor och generator, resp resorbator och generator) plats med komponenterna på lågtryckssidan (förångare och absorbator, resp desorbator och absorbator). Processförloppet skiljer sig från värmepumpens såtillvida att drivenergin tillförs processen på en medeltemperaturnivå via förångaren, resp desorbatorn på högtrycksnivån. I praktiken är det normalt frågan om att härför utnyttja ca hälften av en spillvärmekälla inom temperaturintervallet 80 - 110 C. Den andra hälften används i lågtrycksgeneratoren för regenerering av svag lösning. För att få processen att fungera så att den via absorbatorn avger nyttovärme på en högre temperaturnivå behövs tillgång till en kylkälla för bortkylning av kondenseringsvärme, resp resorptionsvärme. Den termiska verkningsgraden för dylika anläggningar kan i enstegsutförande variera mellan 0.35 och 0.45, dvs av den totalt tillförda spillvärmemängden erhålls 35 - 45 % som nyttovärme på en högre temperaturnivå medan resten måste kylas. Fördelen med den termiska värmetransformatorn är att prima energi (elenergi) behövs endast för att driva lösningspumparna, medan processen själv drivs med billig spillvärme.

Med en enstegs termisk värmetransformator kan man teoretiskt återvinna 50% av spillvärmens om spillvärmetempera-

turen är tillräckligt hög och kyltemperaturen tillräckligt låg. I annat fall måste man tillgripa en tvåstegs värmetransformator. Härvid kan man teoretiskt endast återvinna en tredjedel av spillvärmen. Samtidigt blir investeringskostnaden betydligt större (ca 50%). Om ammoniak/vatten används som arbetspar fick man tidigare (före 1986) även utrusta generatoren med en rektifikationskolonn vilket också fördyrar värmetransformatoren. Denna bortfaller för arbetsparet vatten/litiumbromid. Faktum är att hitintills endast ett fåtal storskaliga termiska enstegs värmetransformatorer byggts för produktion av industriell lågtrycksånga eller processvatten därav ingen i Sverige och ingen med arbetsparet ammoniak/vatten.

F o m 1986 offererar emellertid TCH Thermo-Consulting-Heidelberg både resorptionsvärmepumpar och resorptionsvärmetransformatorer för ammoniak/vatten utan fördyrande rektifikationskolonn. Detta har blivit möjligt tack vare en patenterad reglerteknisk innovation, figur 6.1 och 6.2 (Mučić, Schwerdt 1985). Med kännedom om det använda arbetsparets exakta termodynamiska data och modern datorteknologi styrs medelst en mikroprocessor processförloppen i de båda lösningskretsarna på ett sådant sätt att rektifikationskolonnen blir överflödiga.

6.2 SK-värmetransformatorer

På ett analogt sätt som ovan beskrivits kan man genom processreversering av SK-värmepumpar erhålla SK-värmetransformatorer (Altenkirch, Niebergall 1956). De typer som är intressanta och eventuellt kan få en praktisk tillämpning kan härledas med utgång från den elementära termiska AVT, resp RVT. Genom att koppla en lågtrycksbooster mellan kondensor, resp resorbator och lågtrycksgenerator erhåller man en elementär SK-absorptionsvärmetransformator, figur 6.3, resp en elementär

SK-resorptionsvärmetransformator, figur 6.4. Tillämpas mekanisk ångkompression istället mellan förångaren, resp desorbatorn och absorbatoren, så erhåller man elementära SK-värmetransformatorer med högtrycksbooster, figur 6.5 och 6.6. I båda fallen är det frågan om värmetransformatorer med två trycksteg: ett steg sker via en sorptionsprocess, det andra via mekanisk ångkompression. Funktionen motsvarar den av en termisk tvåstegs värmetransformator. Jämför figurerna 6.3 - 6.6 med de analoga figurerna 2.7 och 2.8

Den viktigaste av dessa olika typerna är SK-resorptionsvärmetransformatoren med lågtrycksbooster enligt figur 6.4. Den kan på ett flexibelt sätt ersätta den dyrare termiska tvåstegs värmetransformatoren och tillämpas i sådana situationer då lågtrycksånga eller hetvatten ($>100^{\circ}\text{C}$) skall produceras och värmekällans temperatur samtidigt är förhållandevis låg, ca $70-80^{\circ}\text{C}$, eller kyltemperaturen är förhållandevis hög, såg $>20^{\circ}\text{C}$.

Därmed är inte sagt att denna SK-resorptionsvärmetransformator i alla lägen är ett ekonomiskt bättre val än en mekanisk resorptionsvärmepump som såsom tidigare visats kan fylla samma funktion.

6.3 Ekonomisk jämförelse

För att få ett grepp om prestanda och ekonomi för SK-resorptionsvärmetransformatoren har en jämförande studie gjorts. Baserat på tillgängligt underlag i form av budgetofferter, tekniska data och priser för energi och ånga har rak pay-off tid beräknats som funktion av elpris och ångpris. Tre olika sorptionsaggregat för produktion av processånga (120°C) har jämförts. Nedan angivna specifika anskaffningskostnader avser driftklart aggregat, exklusive byggkostnader, yttre rörledningar och elanslutningar.

Förutsättningarna är följande:

Till förfogande står 11.2 MW spillvärme, temperatur 70°C (vatten), vid kylning med 10°C. Årlig drifttid $t = 8000$ h. Så mycket ånga som möjligt skall på ett ekonomiskt sätt produceras. Som jämförelsekostnad för ånga gäller $P_0=60$ resp 90 kr/t vid bränslebaserad ångproduktion, och kostnaden vid produktion via elångpanna. Valet står mellan en SK-resorptionstransformator från TCH, en tvåstegs termisk absorptionstransformator från Hitachi och en mekanisk resorptionsvärmepump från TCH (enstegs värmetransformatorn fungerar inte i detta fall). Det antas att spillvärme är gratis och underhållskostnader 2% av anskaffningskostnaden. Kylvatten med 10 °C står till förfogande. Eleffektbehov för kylvattenflödet till värmetransformatorn baseras på ett totalt tryckfall på 3 bar. Eleffekt behövs för drift av eventuell kompressor, lösningspumpar och eventuell vakuumpump. Eleffektbehov för transport av spillvärmevatten är detsamma för alla tre typer och har därför lämnats obeaktat vid kostnadsjämförelsen.

Ett kopplingsschema för TCHs SK-värmetransformator i standardutförande visas i figur 6.7. Processförloppet framgår ur entalpi/koncentrationsdiagrammet i figur 6.8. Tryckförhållandet för lågtrycksboostern är endast 1.5. Två lösningspumpar ingår. Två kylvattenpumpar behövs.

Ett förenklat kopplingsschema för Hitachis tvåstegs värmetransformator visas i figur 6.9. Här saknas kompressorn, däremot behövs två absorbatörer. Tre lösningspumpar, en vakuumpump, två kylvattenpumpar samt en särskilt ångseparator behövs. Platsbehovet är större än för TCHs aggregat.

TCHs MR-värmepump för ångproduktion motsvarar den tidi-

gare beskrivna, se kapitel 4.4.5 och figur 4.25. En turbokompressor och en lösningspump ingår, kylvattenpumpar behövs inte.

Specifika storheter är sammanställda i Tabell 6.1 :

Aggregattyp	SK-VRT	AVT	RMVT
Anskaffningspris P ₁ , tkr/t/h	1 300	2 000	610
Elkraftbehov F ₀ , kWh/t	65	40	168
Ångproduktion M, t/h	6.5	5.1	22.8
Termisk verkningsgrad, %	38	30	(100)
Värmefaktor	(9.6)	(15.1)	3.9

Pay-off tiden i år har beräknats med formeln

$$n = \text{Investerings} / (\text{Värdet av producerad ånga minus energikostnader och underhåll})$$

Kapitalkostnader har inte medtagits. Således blir

$$n = 1000 \cdot M \cdot t / (M \cdot t \cdot (P_0 + F_0 \cdot P_{el}) + 0.02 \cdot 1000 \cdot P_1 \cdot M)$$

$P_0 = 0.65 \text{ kWh/k} \cdot 1000 \text{ kg/t} \cdot P_{el}$ ifall jämförelseången producerats med elpanna. P_{el} är kostnaden för elenergi i kr/kWh.

I de följande tre tabellerna visas pay-off tiden som funktion av elpriset och ångpriset.

Tabell 6.2. Pay-off tider, år, för olika typer. Jämförelsepris för ånga 60 kr/t (värdet för ånga producerad i bränsleeldad ångpanna).

Elpris kr/kWh	SK-RVT år	AVT år	RMVT år
0.12	3.3	5.0	2.0
0.18	3.6	5.2	2.7
0.24	3.9	5.5	4.2
0.30	4.4	5.8	9.4
0.54	7.4	7.5	-

Vid lågt elenergi pris är RMVP ekonomiskt klart överlägsen. Först vid elpris >0.24 kr/kWh blir värmetransformatorerna mera ekonomiska. TCHs SK-värmetransformatorer är betydligt gynsammare än Hitachis tvåstegsutförande. När elenergi priset >0.54 kr/kWh blir Hitachi-aggregatet mera ekonomiskt.

Tabell 6.3. Pay-off tider, år, för olika typer. Jämförelsepris för ånga 90 kr/t (värdet för ånga producerad i bränsleeldad ångpanna).

Elpris kr/kWh	SK-RVT år	AVT år	RMVP år
0.12	2.1	3.1	1.1
0.18	2.2	3.2	1.3
0.24	2.3	3.3	1.6
0.30	2.4	3.4	2.0
0.36	2.6	3.5	2.7
0.81	4.8	4.8	-

Ekonomi har naturligtvis förbättrats för alla tre typerna. Först vid elenergi pris 0.36 kr/kWh uppnås ekonomisk jämställdhet mellan TCH-aggregat Vid elenergi pris >0.81 kr/kWh är Hitachis värmetransformatorer ekonomiskt gynsammare.

Tabell 6.4. Pay-off tider, år, för olika typer. Jämförelsepris dvs värdet för ånga producerad i elpanna är beroende av elpriset.

Elpris kr/kWh	SK-VTR år	AVT år	MRVP år
0.12	2.4	3.7	1.4
0.18	1.6	2.4	1.1
0.24	1.2	1.8	0.7
0.30	0.9	1.4	0.5

De inbördes förhållanden är desamma som ovan. Emellertid blir samtliga typer ekonomiskt attraktiva vid stigande elenergi pris. Andra faktorer än elenergi priset kan påverka aggregatval.

Sammanfattningsvis kan konstateras att vid elenergi pris under 0.25 kr/kWh är den mekaniska resorptionsvärmepumpen alltid ekonomiskt mera fördelaktig än någondera värmetransformator. Vid högre elenergi pris kan värmetransformatorn bli ekonomiskt gynnsammare, beroende på vilket jämförelsepris för ånga som är aktuellt. Av de båda olika typerna uppvisar TCHs SK-resorptionsvärmetransformator vid elenergi pris under 0.81 kr/kWh alltid bättre ekonomi än Hitachis termiska tvåstegs absorptionsvärmetransformator.

7. LITTERATUR

Alefeld, G, 1982, Kompressions- und Expansionsmaschinen in Verbindung mit Absorberkreisläufen, Brennst.-Wärme-Kraft 34, s 142-152.

Altenkirch E, 1950, Die Kompressionskältemaschine mit Lösungskreislauf, Kältetechnik, s 251-259, 279-284, 310-315.

Altenkirch, E, 1951, Der Einfluss endlicher Temperaturdifferenzen auf die Betriebskosten von Kompressionskälteanlagen mit und ohne Lösungskreislauf, Kältetechnik, s 203-205, 229-234, 255-259.

Altenkirch, E, Niebergall, W, 1956, Verfahren und Vorrichtung zum Betrieb einer Wärmepumpe, DPB 953 378.

Bercescu, V, m fl, 1983, Pompe de chaleur avec compression mecanique et circulation additionnelle de la solution, 16th Int. Congr. Refrig., Paris, Com. E2, s 173-178.

Borsig GmbH, 1983, Referenslista över absorptionskylanläggningar.

Bjurström, H, Raldow, W, 1980, Uppvärmning, kylning och energilagring med hjälp av absorptionsprocessen, STU-Information nr 200-1980.

Costello, F A, 1976, A hybrid solar air conditioning system, Technical Note, Solar Energy, 18, s 149-152.

Eber, N, 1968, Dissertation, Die Darstellung und Analyse von Absorptionskreisprocessen mit Hilfe des Temperatur-Entropie-Diagrammes, ETH Zurich.

Furukawa, T, 1980, High-Temperature Heat-Pump System, R&D Outline, Hitachi Zosen Shipbuilding & Engineering Co Ltd, företagsrapport.

Granryd, E, 1982, A double effect absorption system, Proceedings of Workshop, Berlin, New working pairs for absorption processes, s 111-114.

HongSuck Chung, 1983, Disputation: Pompe a chaleur a absorption systeme Freon-El81. Analyse du cycle a trois pressions. L'Inst. Nat. Polytech. de Toulouse.

Lotz, H, 1981, Die Kompressionskältemaschine mit Lösungskreislauf und ihre Eignung fuer den Wärmepumpenbetrieb, Klima+Kälteing., Ki-extra 14.

Malewski, W , 1983, High temperature heat pump. Proceed. Int. Sem. The Hague, Energy Saving in Buildings, s 268-271.

Malewski, W, Holldorff, G, 1985, US-patent 4 505 133.

Morawetz, E, 1983, Flerstegsabsorptionswärmepumpen. Förstudie. BFR-rapport R50:1983.

Mucic, V, Scheuermann, B, 1983, 2-Stoff-Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf, Versuchsanlage Mannheim-Waldhof, Forschungsbericht BMFT-FB-03E-5388-A Energieforschung.

Mucic, V, 1984, Zweistoff-kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf. Prinzip, Konstruktion und Versuchsergebnisse, FWI 13, s 2-4.

Mucic, V, 1984, Beheizung von Neubaugebieten mit Fernwärme aus zentralen Wärmepumpen-Heizwerken mit Einstoff- bzw. Zweistoffwärmepumpen, FWI 13, s 219-221.

Mucic V, 1985, A new method for COP-increasing of two-media resorption compression heat pumps with solution circuit, VDI Berichte.

Mucic, V, Schwerdt, P, 1985, Ein automatisch geregelter Konzentrationsausgleich ermöglicht den Betrieb der Resorptionsanlage mit zwei Lösungskreisläufen ohne Rektifikation, Wärme, vol 91, s 52-56.

Nowotny, S, 1977, Possibilities of improving the thermodynamic working conditions of heat pumps for heat recovery. IIR commission meeting, Refrig. Sci. Techn., s 317-22.

Nowotny, S, 1979, The compression-type refrigeration machine with additional liquor cycle. XVth Int. Congr. Refrig., Venice, Proc. Vol.II, s 833-40.

Osenbrueck, A, 1895, Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen, tyskt patent nr 84084.

Scheuermann, B, 1985, Verbesserung der Leistungsziffer einer Zweistoff-Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf durch "Zusatzentgasung", Wärme, vol 91.

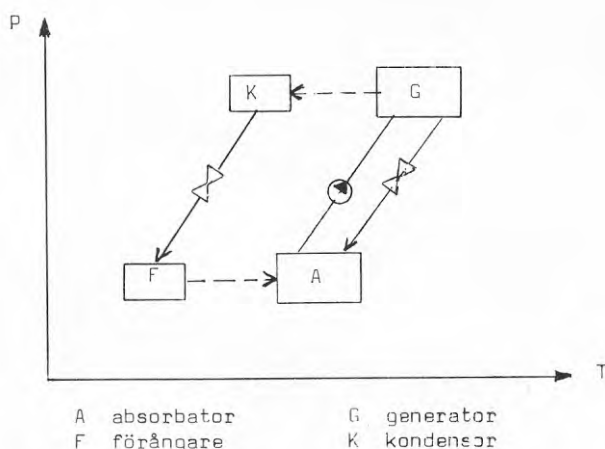
Sellerio, U, 1957, Machine frigorifiques a absorption-compression, Bull. Inst. Int. Froid, Annexe 1957, vol.2, s 131.

Stierlin, H, 1968, Beitrag zur Theorie der Absorptionskältemaschiene, Kältetechnik, vol 16, s 213-218.

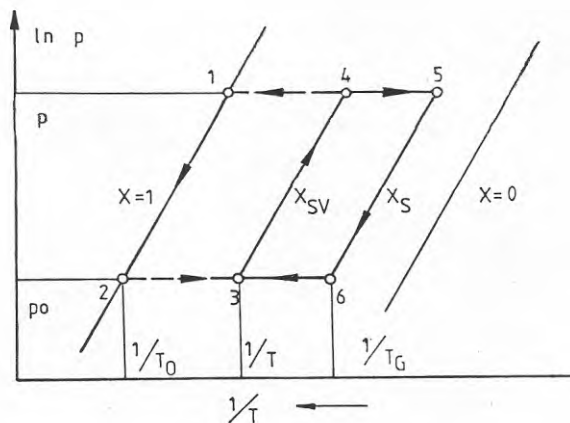
8. BILAGA 1.

Litteraturförteckning för sorptionsexpansionsmaskiner

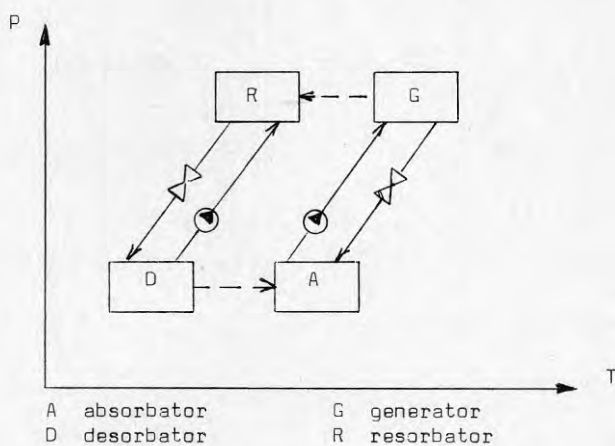
- Alefeld, G, 1978, Energy, s 649.
- Alefeld, G, 1978, Energie, vol 30, s 398.
- Alefeld, G, 1981, Brennst.-Wärme-Kraft, vol 33, s 486.
- Alefeld, G, 1982, ibidum, vol 34, s 64, s 142.
- Bachl, H, 1966, ibidum, vol 18, s 20.
- Bauder, H J, 1982, Techn. Rundschau Sulzer, s 22.
- Dow, H H, m fl, 1926, Mech. Engin., vol 48, s 817.
- Granryd, E, 1982, AWP Workshop Berlin.
- Grassmann, P, 1965, Brennst.-Wärme-Kraft, vol 17, s 296.
- Hartman, T L, m fl, 1977, Miami Int. Conf. Altern. Energy Sources, s 171.
- Isshiki, N, 1980, Int. Sem., Thermochemical Energy Storage, Stockholm, Proceedings, s 301.
- Koenemann, E, 1930, 2nd World Power Conf. Berlin, s 325.
- Larue, J, 1983, 16th Int.Congr.Refrig., Commission B2, Paris, s 386.
- Malewski, W , 1977, VDI-Wärmepumpentagung 1977, Muenchen.
- Mieczinski, M, 1983, 16th Int.Congr.Refrig., Commission B2, Paris, s 431.
- Minkhorst, J H, 1983, Brennst.-Wärme-Kraft, vol 35, s 107.
- Nesselmann, K, 1935, Z. Kälteind., vol 42, s 8.
- Powell, J R, et al, 1976, vol 193, s 314.
- Praetorius, E, 1930, Arch. f. Wärmewirtschaft, vol 11, s 191
- Rojey, A, m fl, 1982, IMech E, s 73.
- Shuman, F, 1911, US-patent nr 1 002 768.
- Sormon, B, 1968, Kyltekn. Tidskr., vol 27, s 104. 1969, ibidum, vol 28, s 13.
- Stierlin, H, 1965, Brennst.-Wärme-Kraft, vol 17, s 292.



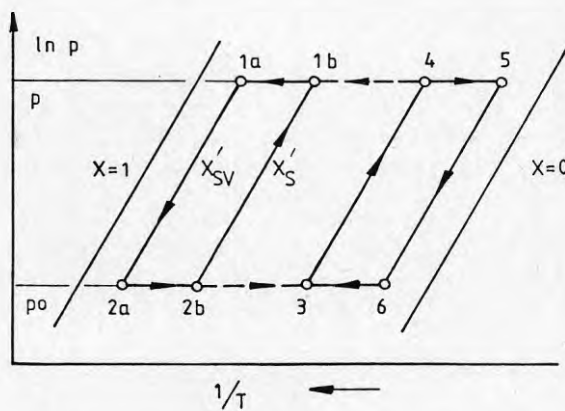
Figur 2.1a. Elementär absorptionsvärmepump



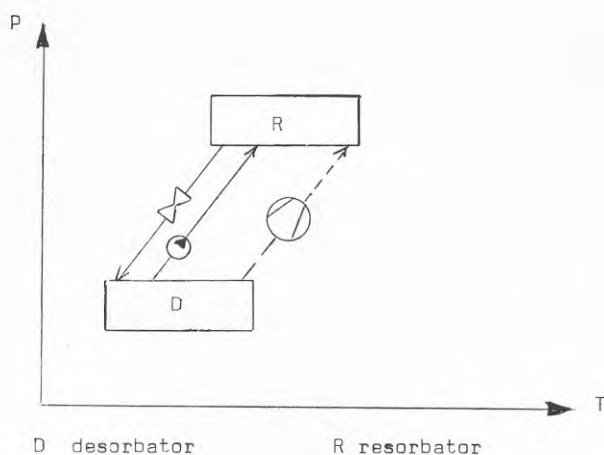
Figur 2.1b. Idealt processförlopp för absorptionsvärmepump



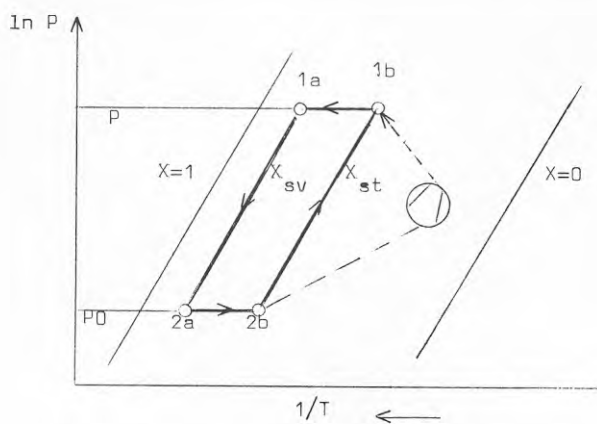
Figur 2.2a. Elementär termisk resorptionsvärmepump



Figur 2.2.b. Idealt processförlopp för termisk resorptionsvärmepump

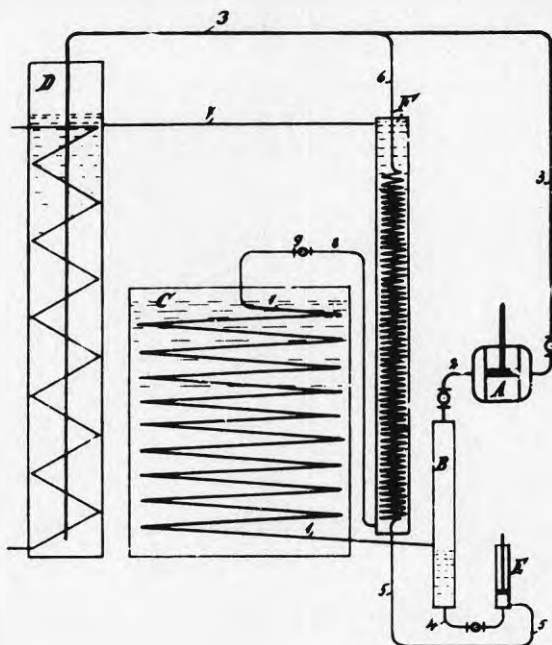


Figur 2.3a. Elementär SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan resorbator och desorbator



Figur 2.3b. Idealt processförlopp för SK-värmepump

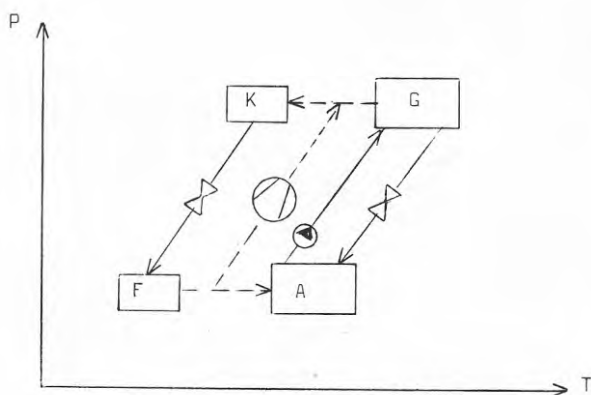
AUGUST OSENBRÜCK IN BREMEN.
Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen.



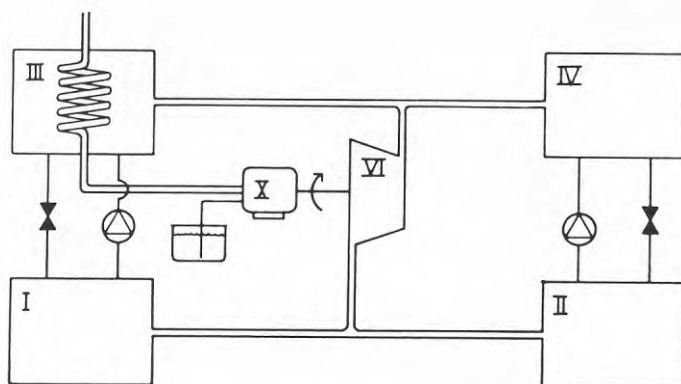
Zu der Patentschrift

№ 84084.

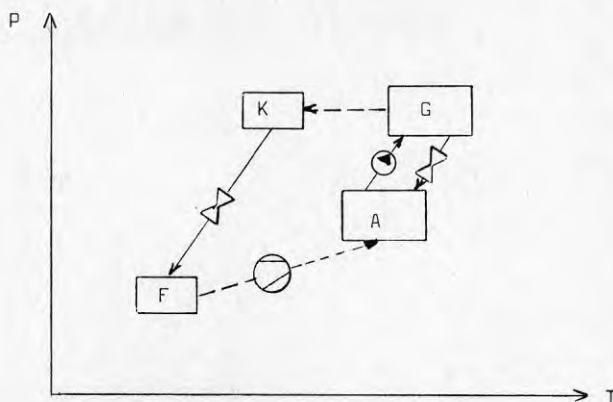
Figur 2.4. Osenbrücks mekaniska resorptionsvärmepumpskoppling
(Osenbrück 1895)



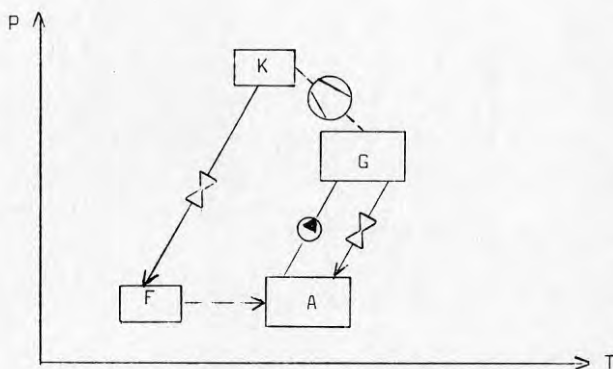
Figur 2.5. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan lågtrycks- och högtrycksnivån i en absorptionsvärmepump



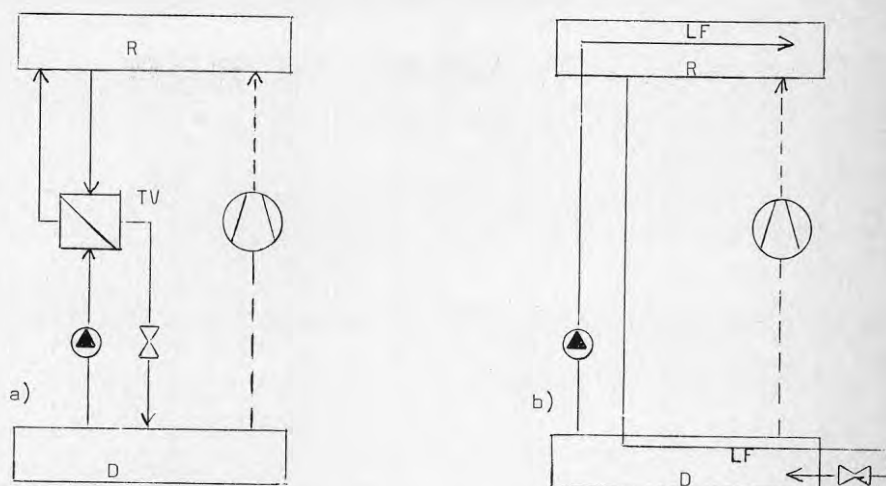
Figur 2.6. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan lågtrycks- och högtrycksnivån i en termisk resorptionsvärmepump (Altenkirch, Niebergall 1956. Figur: Bjurström, Raldow 1980)



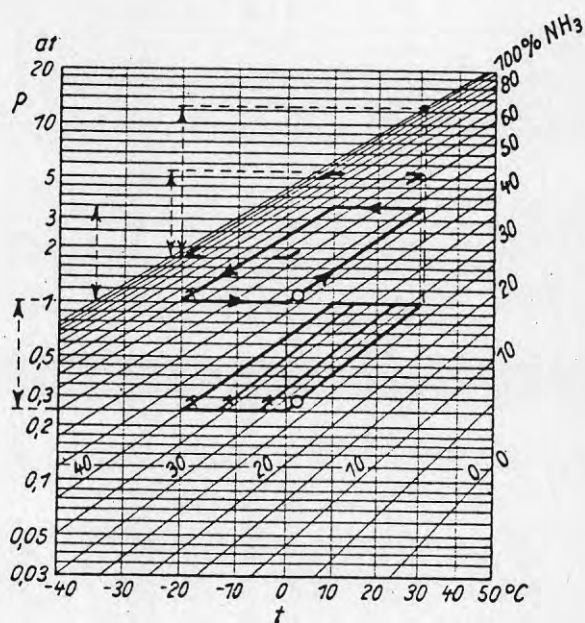
Figur 2.7. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan förångare och absorbator (s k lågtrycksbooster) i en absorptionsvärmepump



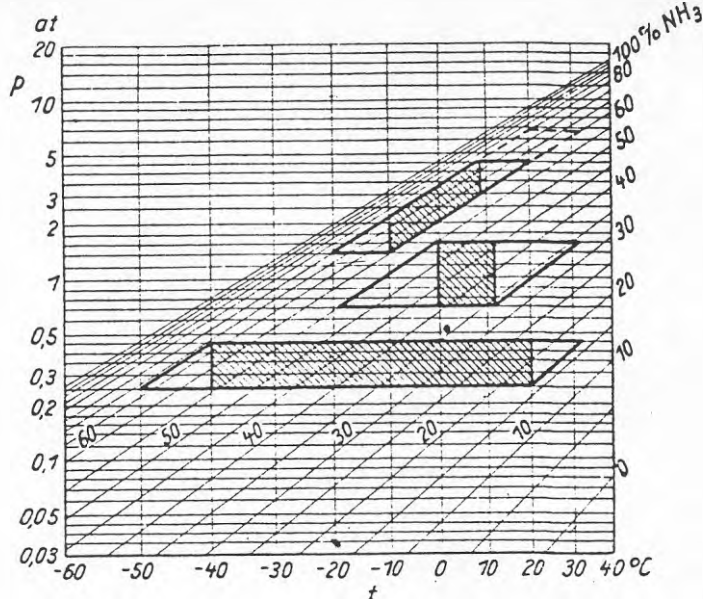
Figur 2.8. SK-värmepump med mekanisk ångkompression mellan generator och kondensor (s k högtrycksbooster) i en absorptionsvärmepump



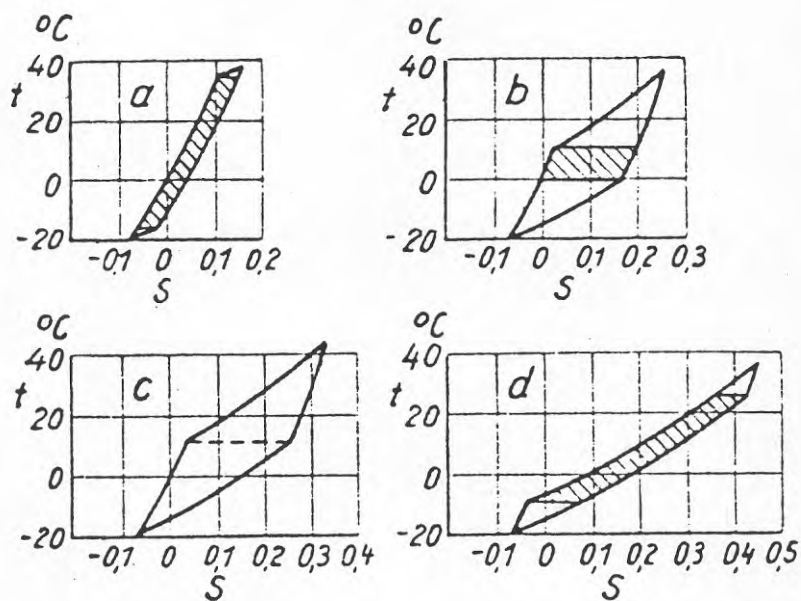
Figur 4.2. MR-värmepump. Utförande med a) temperaturväxlare, b) med intern värmewäxling i desorbtor och resorbtor (s k lösningframföring)



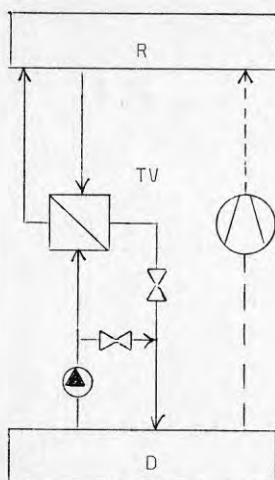
Figur 4.1. Val av trycksteg. Placering av sorptionscykel i samma temperaturområde men tre olika tryckområden (Altenkirch 1950)



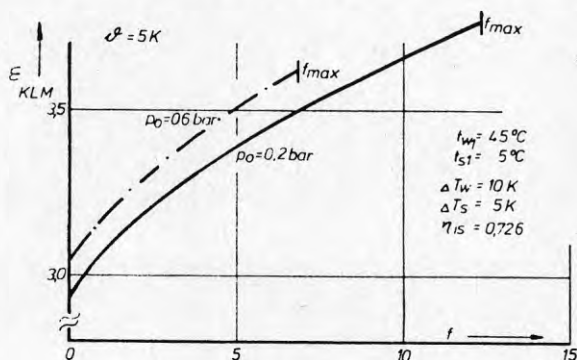
Figur 4.3. Tre olika resorptionscyklar med varierande desorptionsintervall och olika tryckhöjd (Altenkirch 1950)



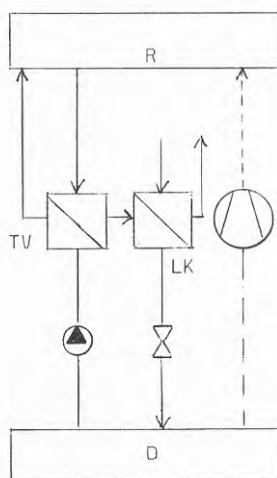
Figur 4.4. Fyra gränsfall m a p desorptionsintervall och tryckhöjd som kan förekomma i sorptionscykeln av en MR-värmepump (Altenkirch 1950)



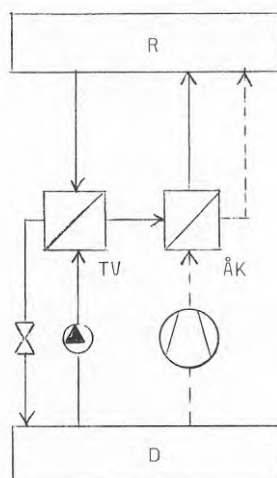
Figur 4.5. MR-värmepump med temperaturväxlare, kompletterad med partiell reglering av lösningsflöde mellan ur desorbatorn utträdande stark lösning och i desorbatorn inträdande svag lösning



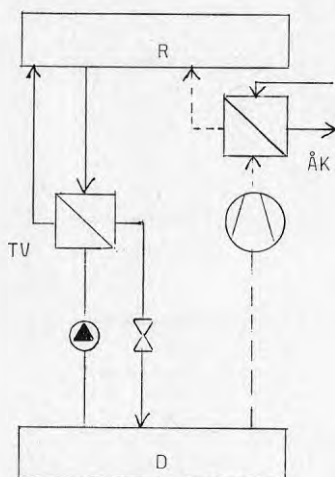
Figur 4.6. Värme faktorn påverkas gynsamt vid ändring av delströmsflödet $f(\text{max})$. (Lotz 1981)



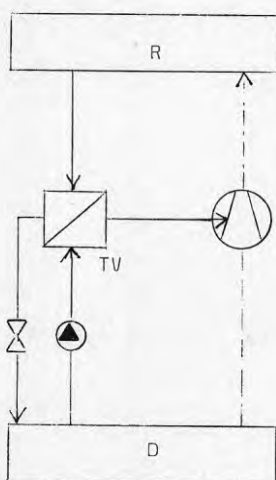
Figur 4.7. Mekanisk resorptionsvärmepump (MR-värmepump). Utförande med både temperaturväxlare (TV) och lösningskylare med extern kylning



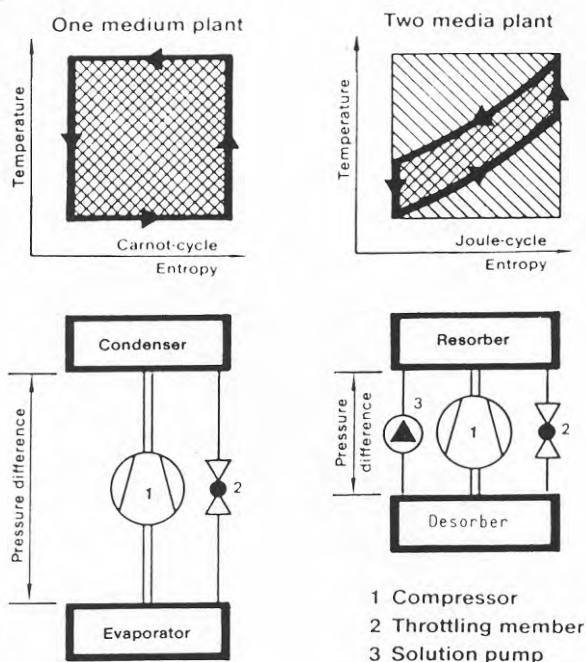
Figur 4.8. MR-värmepump. Utförande med intern värmeväxling mellan lösning och köldmedieånga i en ångkylare



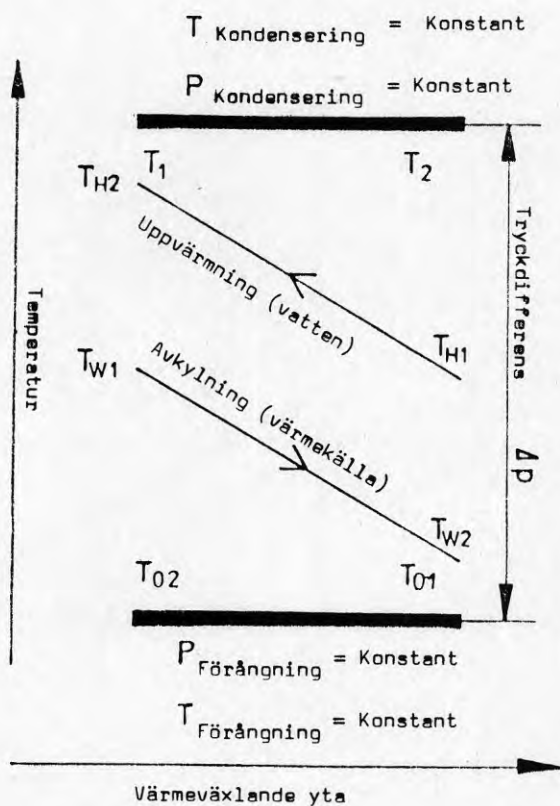
Figur 4.9. MR-värmepump. Utförande med extern ångkylning



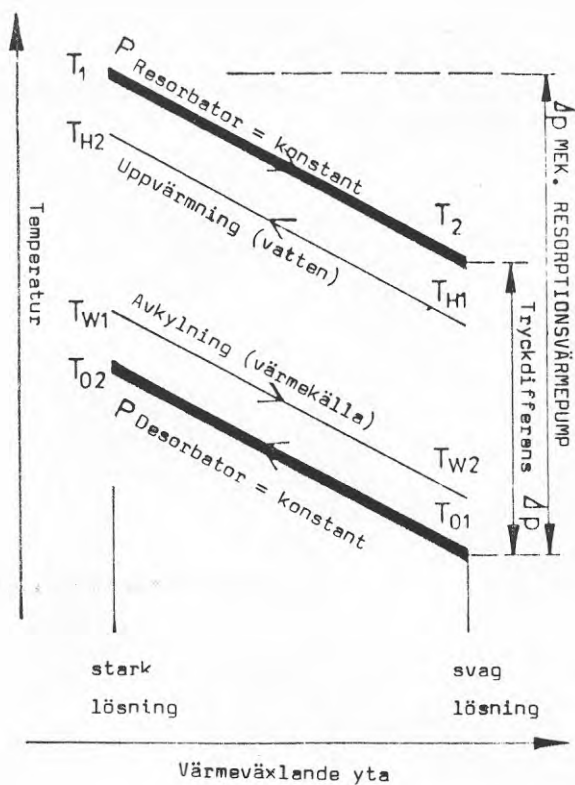
Figur 4.10. MR-värmepump. Utförande med lösningskyld skruvkompressor. Borsig-utveckling. (Malewski 1984)



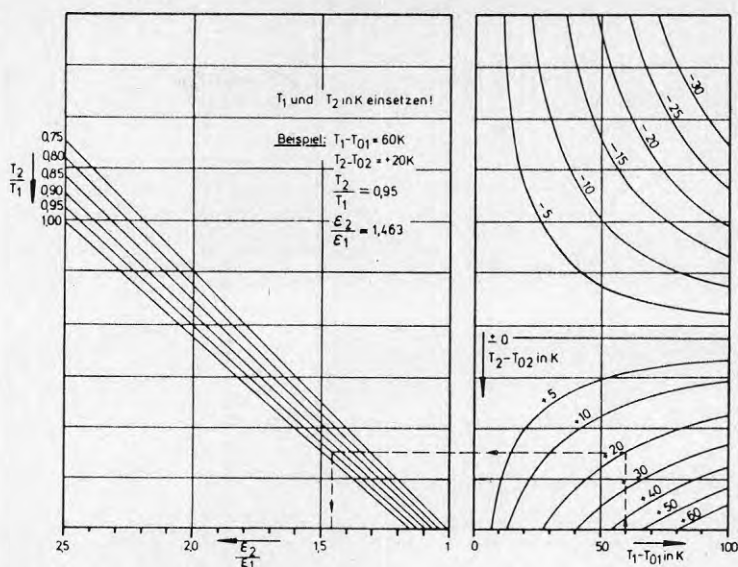
Figur 4.11. Jämförelse mellan konventionell mekanisk värmepump och mekanisk resorptionsvärmepump (Mučić, Scheuermann 1983)



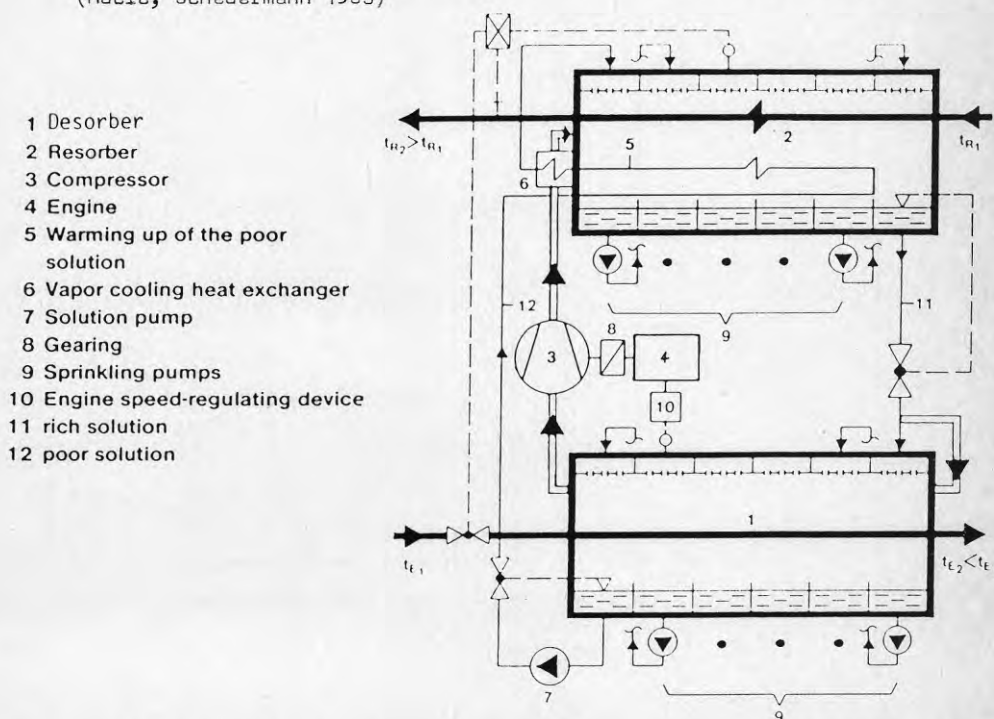
Figur 4.12. Principiellt arbetssätt hos en konventionell mekanisk värmepump (temperatur- och tryckförhållanden)



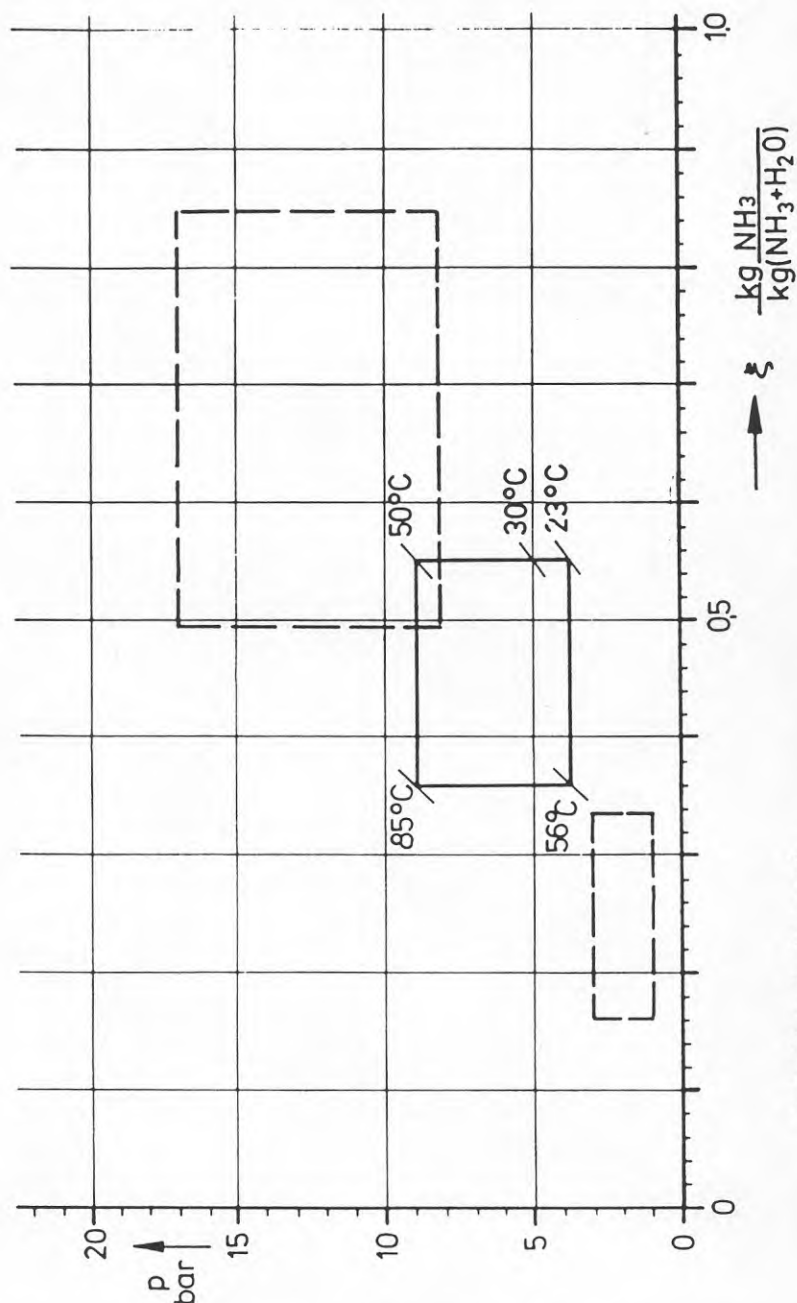
Figur 4.13. Principiellt arbetssätt hos en mekanisk resorptionsvärmepump (temperatur- och tryckförhållanden)



Figur 4.14. Jämförelse mellan teoretiska värmefaktorer för MR-värmepump och konventionell mekanisk värmepump. Med hjälp av diagrammet kan förhållandet mellan de båda värmefaktorerna bestämmas. (Mucic, Scheuermann 1983)

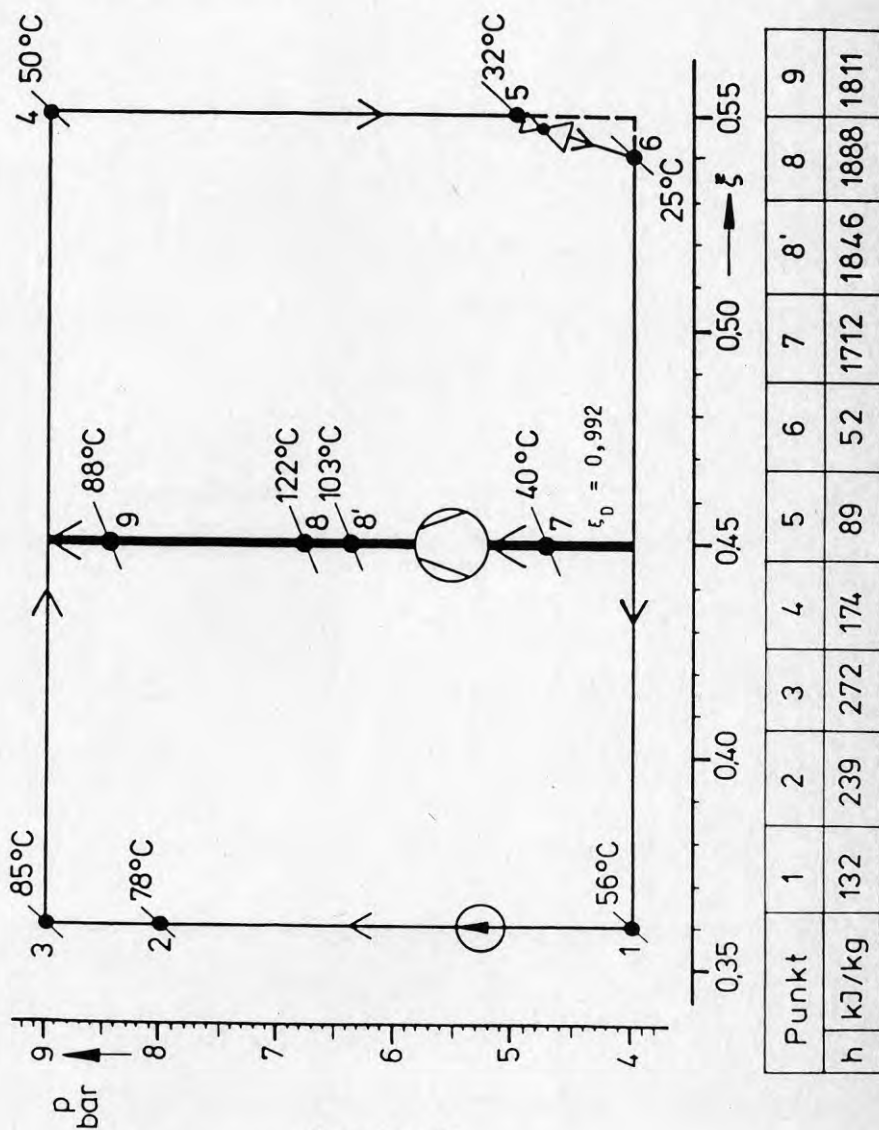


Figur 4.15. MR-värmepump, flödesschema för prototyp i Mannheim. (Mučić, Scheuermann 1983, Mucic 1984)



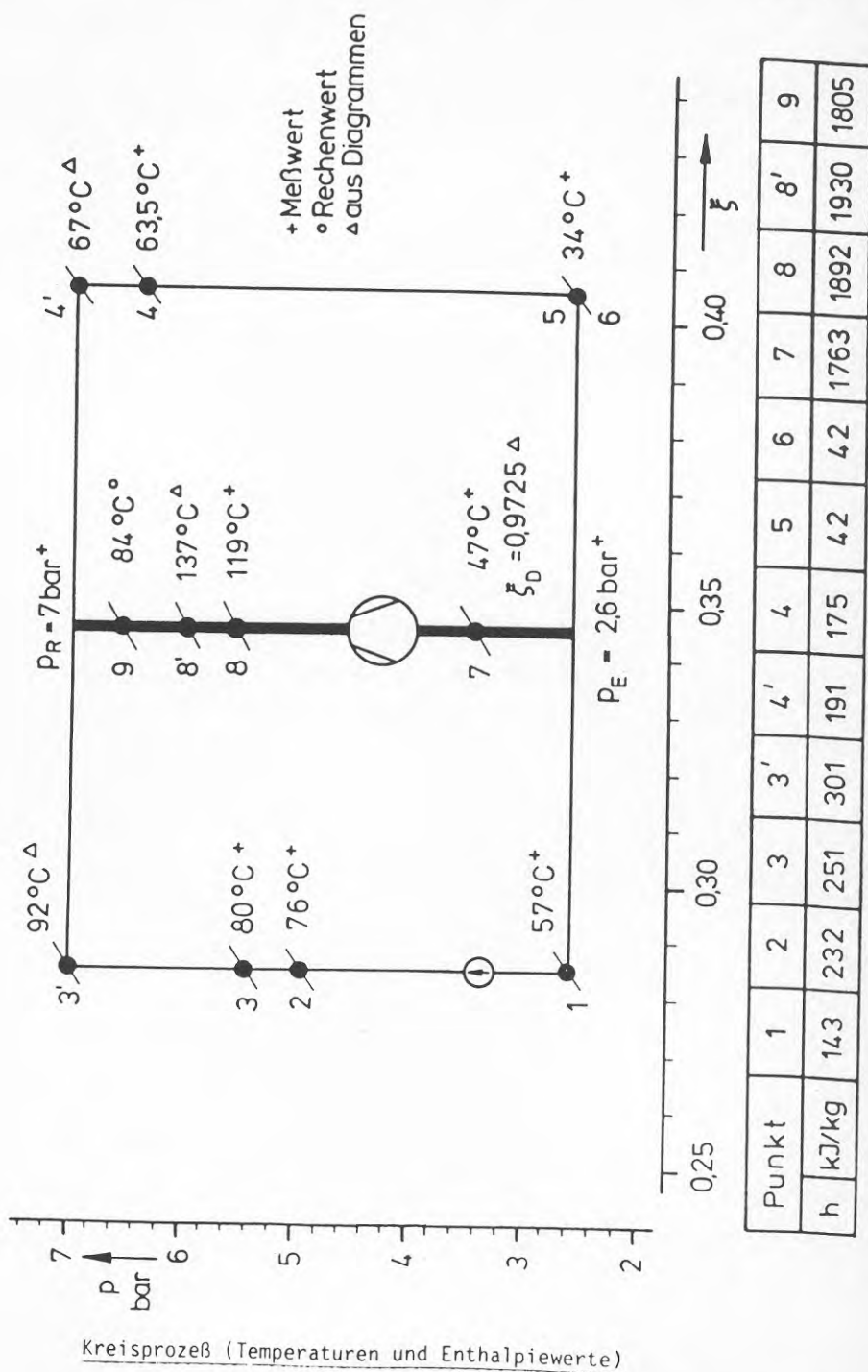
Gewählter Kreisprozeß
(Extreme Kreisprozesse gestrichelt gezeichnet)

Figur 4.16. Optimering av processcykel för MR-värmepumpsprototyp. Diagrammet är analogt till det i figur 4.1 visade (Mučić, Scheuermann 1983)

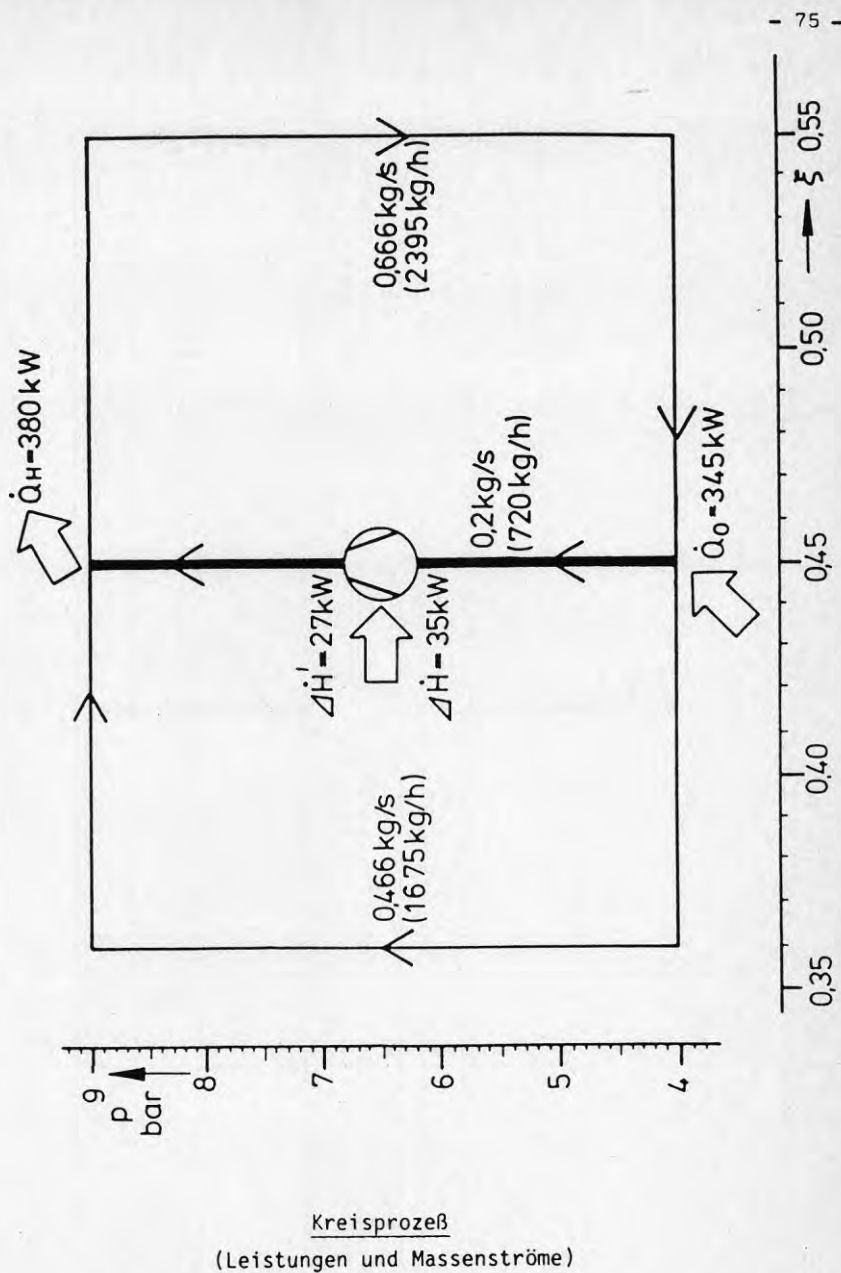


Kreisprozeß
(Temperaturen und Enthalpiewerte)

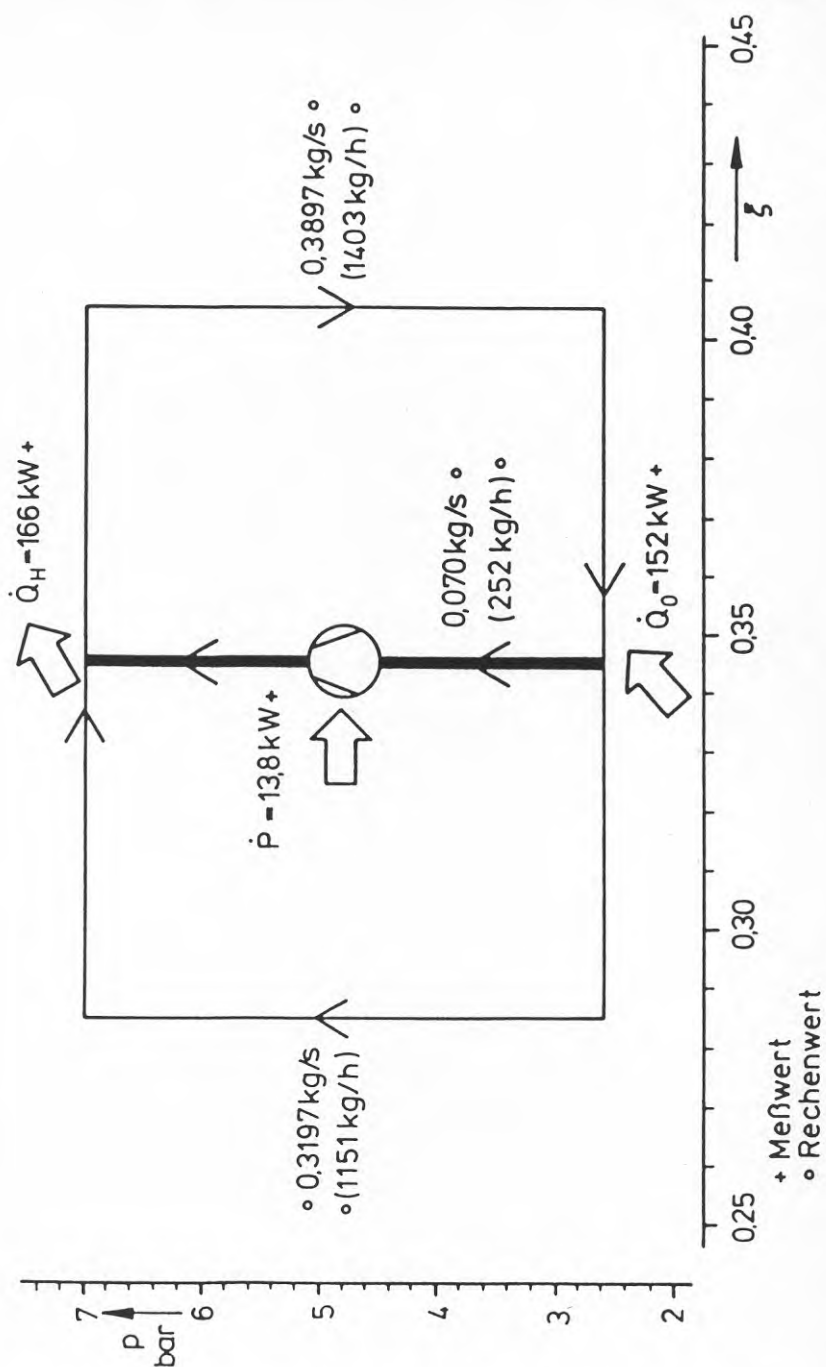
Figur 4.17. Processdata för utläggning av MR-värmepumpsprototyp
(Mučić, Scheuermann 1983)



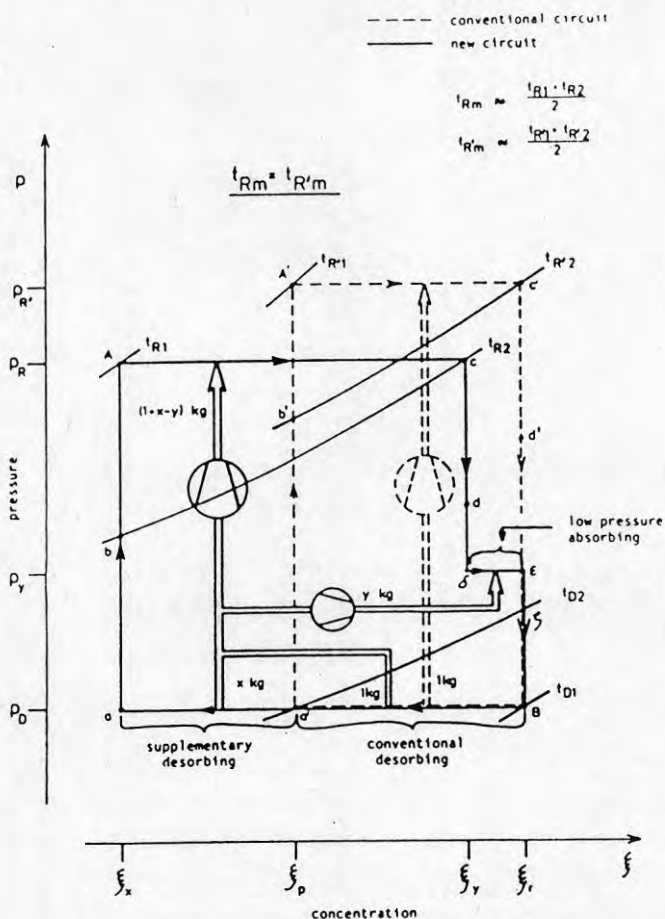
Figur 4.18. Processdata. Mätvärden vid halv last för MR-värmepump-prototyp (Mučić, Scheuermann 1983)



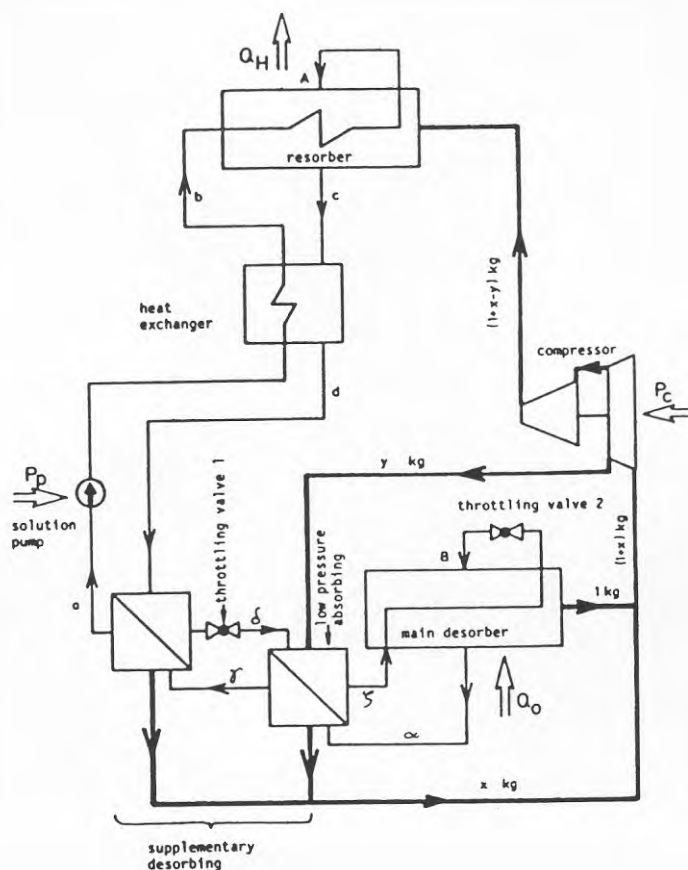
Figur 4.19. Processdata för utläggning av MR-värmepumpsprototyp. Effekter och massflöden (Mučić, Scheuermann 1983)



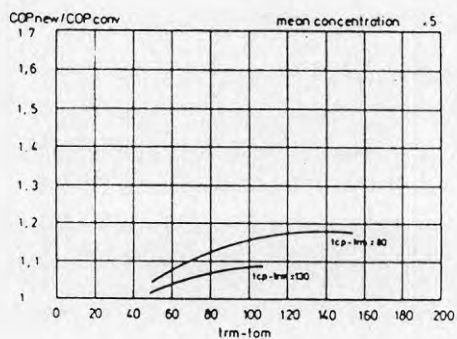
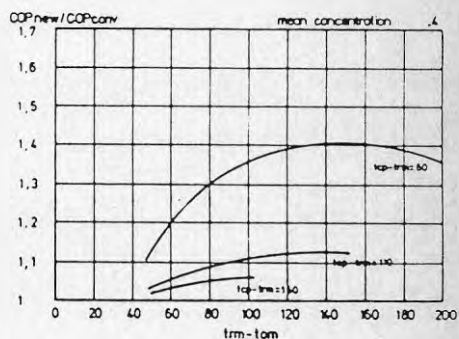
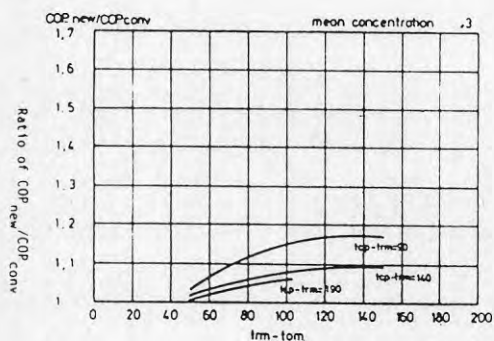
Figur 4.20. Processdata. Mätvärden (effekter och massflöden) vid halv last för MR-värmepumpsprototyp (Mučić, Scheuermann 1983)



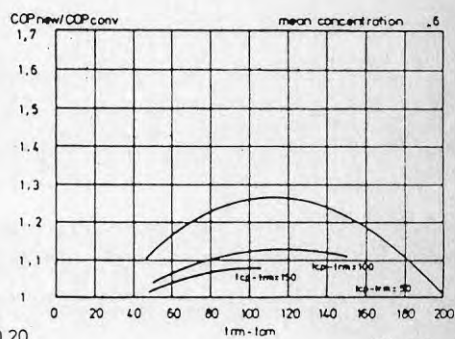
Figur 4.21. Tryck/koncentrationsdiagram som visar TCHs nya process med extra-desorption i jämförelse med normal process i en mekanisk resorptionsvärmepump (Mučić 1984).



Figur 4.22. TCHs mekaniska resorptionsvärmepump med extradesorption för intern lösningskyllning. Principkoppling. (Mučić 1985)



doc=0,20



TCH 1984

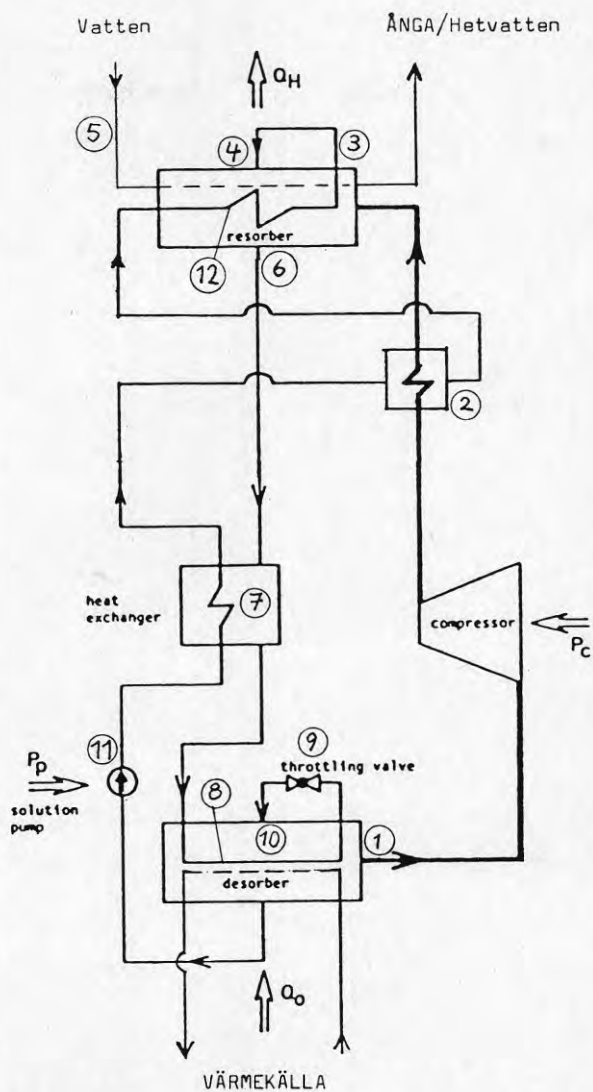
Figur 4.23. Jämförelse mellan värmefaktorer (idealt) för TCHs nya process med extra-desorption och normal process vid desorptionsdifferens 20% och som funktion av medeltemperaturlyft. Som parameter har använts differensen mellan lösningens (beräknade) kritiska temperaturen och medeltemperaturen i huvudresorbatorn vid olika medelkoncentrationer. (Mučić 1984).

mean concentration 0,40
desorbing range 0,10

mean temperature °C		ratio of specific* values new/conventional circuit			
desorber	resorber	internal heat exchanger capacity	compressor		solution pump capacity
			total suction volume	total pressure ratio	
0	50	1,03	1,35	0,74	0,59
0	100	0,96	1,61	0,57	0,36
0	150	0,79	1,74	0,46	0,19
0	200	0,45	1,26	0,40	0,14
50	100	0,94	1,33	0,79	0,59
50	150	0,83	1,50	0,64	0,34
50	200	0,48	1,29	0,47	0,14
100	150	0,97	1,29	0,84	0,59
100	200	0,52	1,20	0,60	0,20

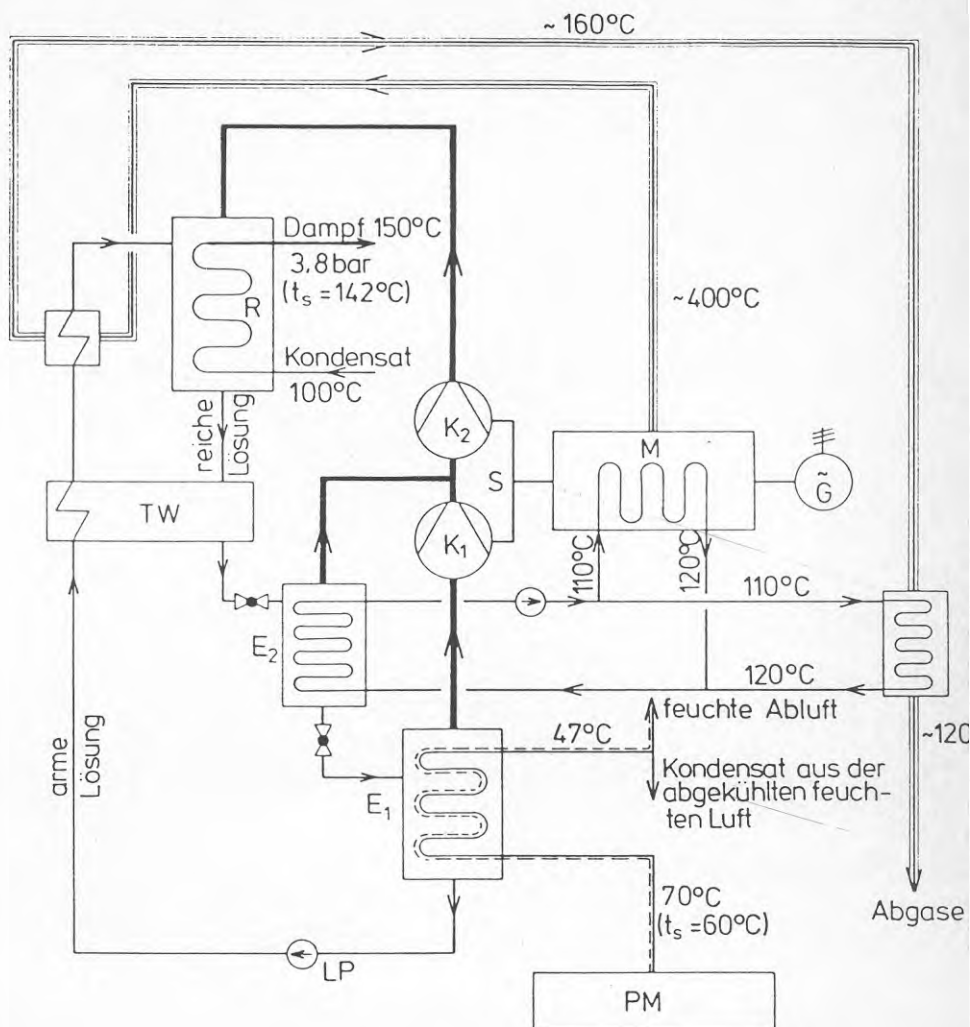
* relating to the resorber capacity

Figur 4.24. Sammanställning över extradesorptionens relativa inverkan (i förhållande till konventionell resorptionsprocess och vid ideal värmeväxling) på intern värmeväxlareffekt, kompressorns totala sugvolym och tryckförhållande, samt lösningspumpens effektbehov (Mučić 1985)



Figur 4.25.

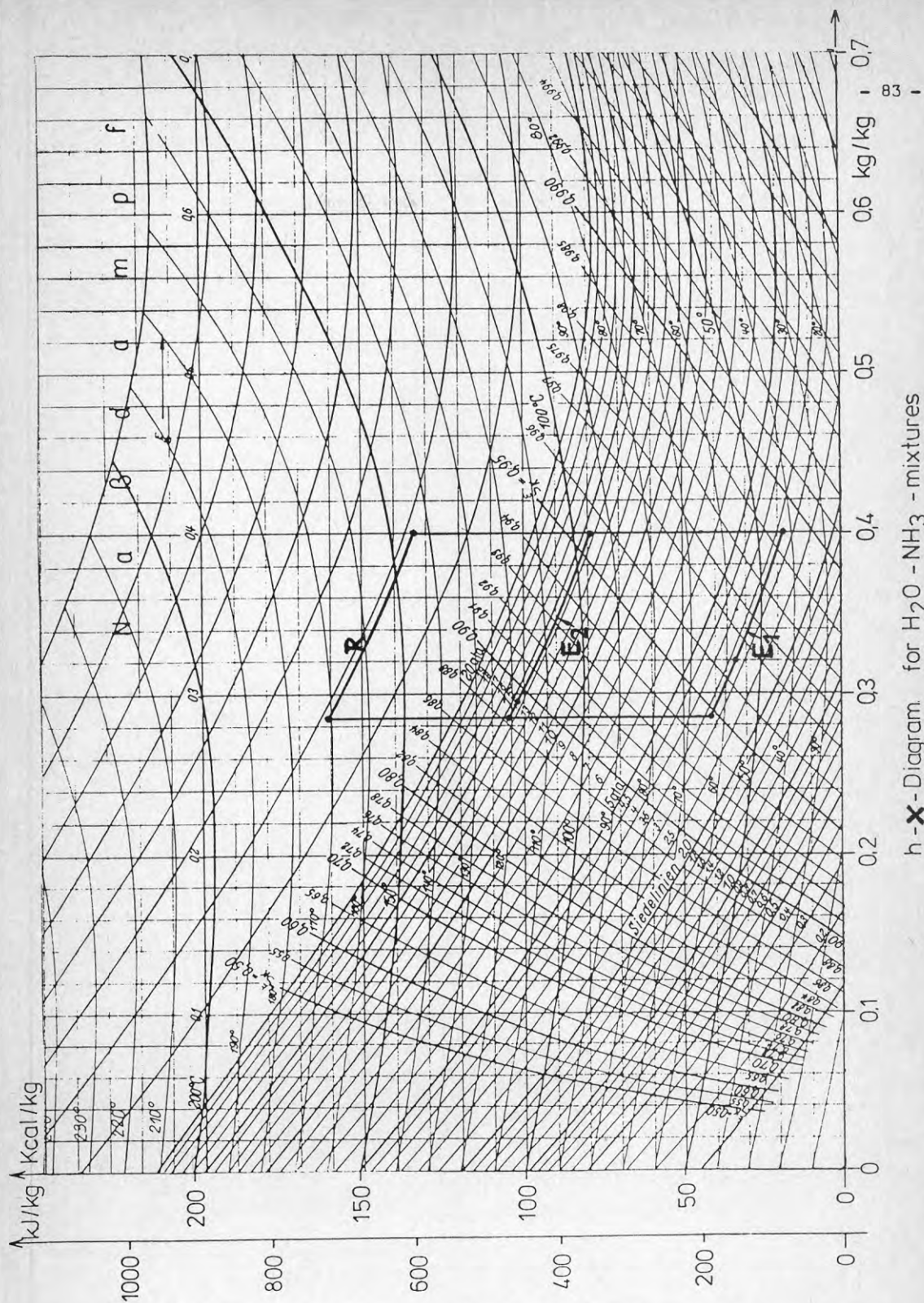
TCHs mekaniska resorptionsvärmepump för processånga eller hetvatten.
Flödesschema (Standardutförande).



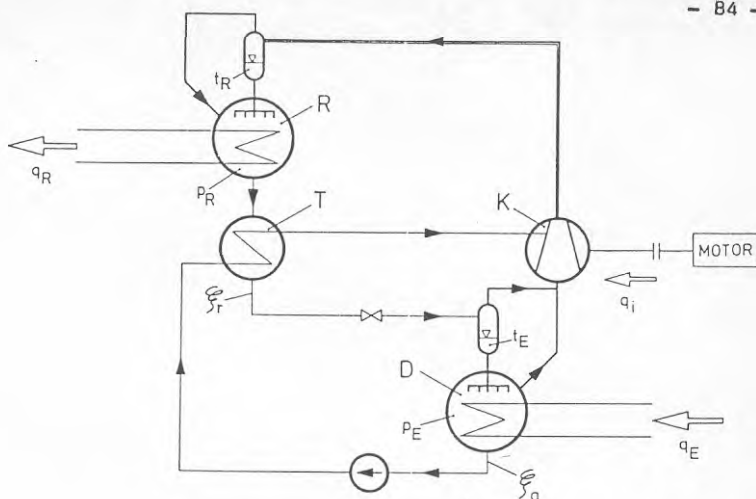
TCH
Thermo-Consulting-
Heidelberg GmbH

- E - Entgaser
- G - Generator
- K - Kompressor
- LP - Lösungspumpe
- M - Gasmotor
- PM - Papiermaschine
- R - Resorber
- S - Summengetriebe
- TW - Temperaturwechsler

Figur 4.26. Födesschema för TCHs projekterade MR-värmepump i ett pappersbruk i Lübeck, BDR, för produktion av 19 t/h lågtrycksånga (TCH företagsinformation)

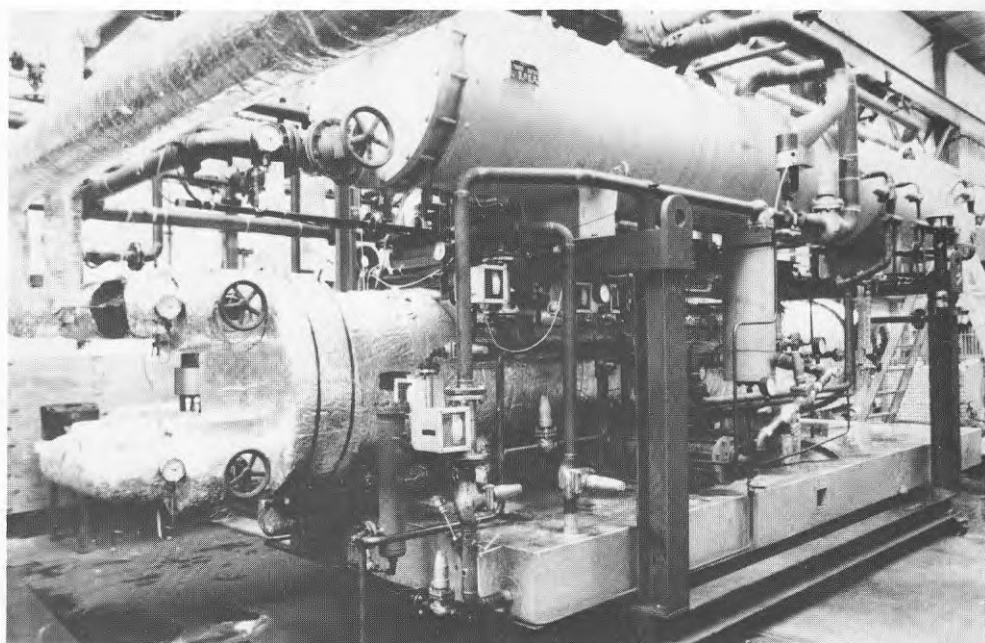


Figur 4.27. Lösningens processcykel i entalpi/koncentrationsdiagram (MRVP med två desorbatorer E_1 och E_2 ("Entgaser"), Lübeck)

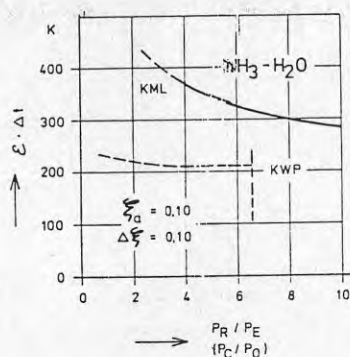


Flow-sheet of compression system with solution cycle

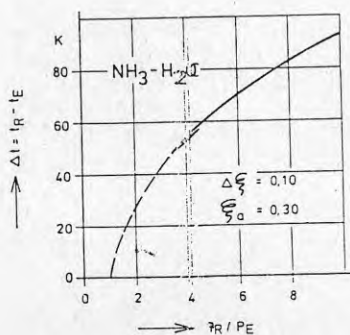
Figur 4.28. Flödesdiagram för Borsigs prototyp-MRVP (Malewski 1984)



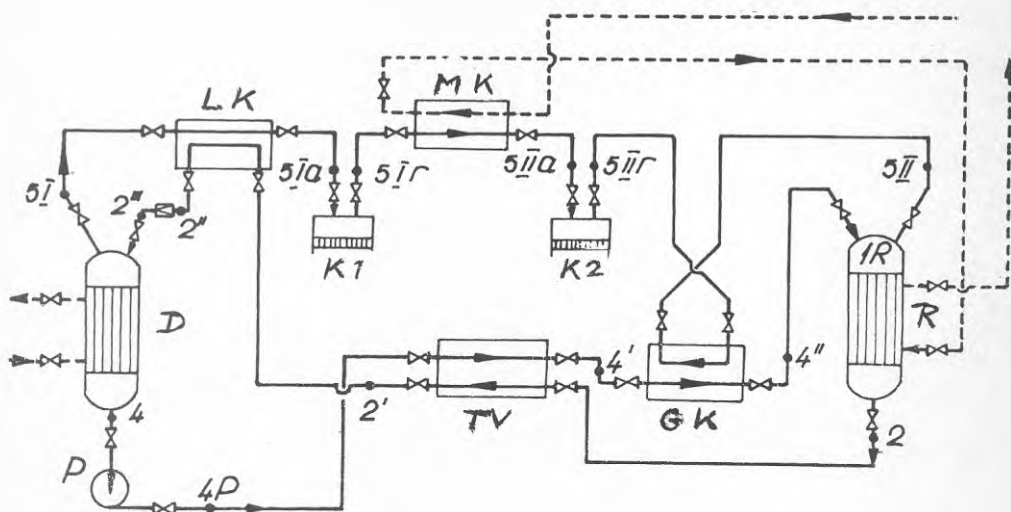
Figur 4.29. Borsigs MRVP-unit. Prototypen är placerad på temperaturväxlaren (kompressorn är ej synlig) (Malewski 1984)



Figur 4.30. Förväntad prestandaskillnad mellan mekanisk resorptionsvärmepump (KML) och konventionell värmepump (KWP). Prestandan är uttryckt som produkt av värmefaktor och temperaturlyft. (Malewski 1984)

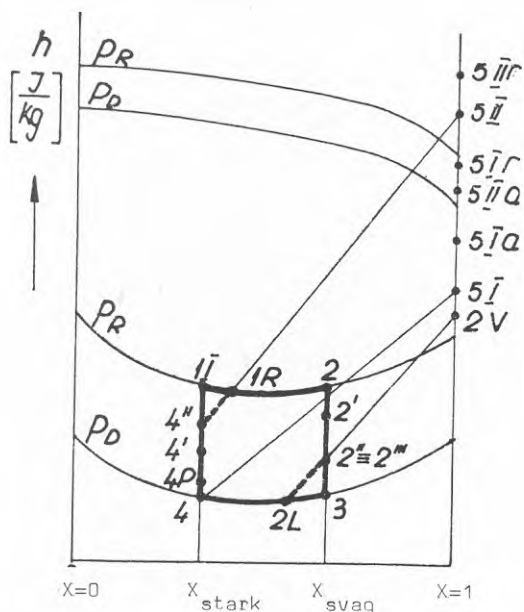


Figur 4.31. Förväntad temperaturlyft för Borsigs MRVP (Malewski 1984)

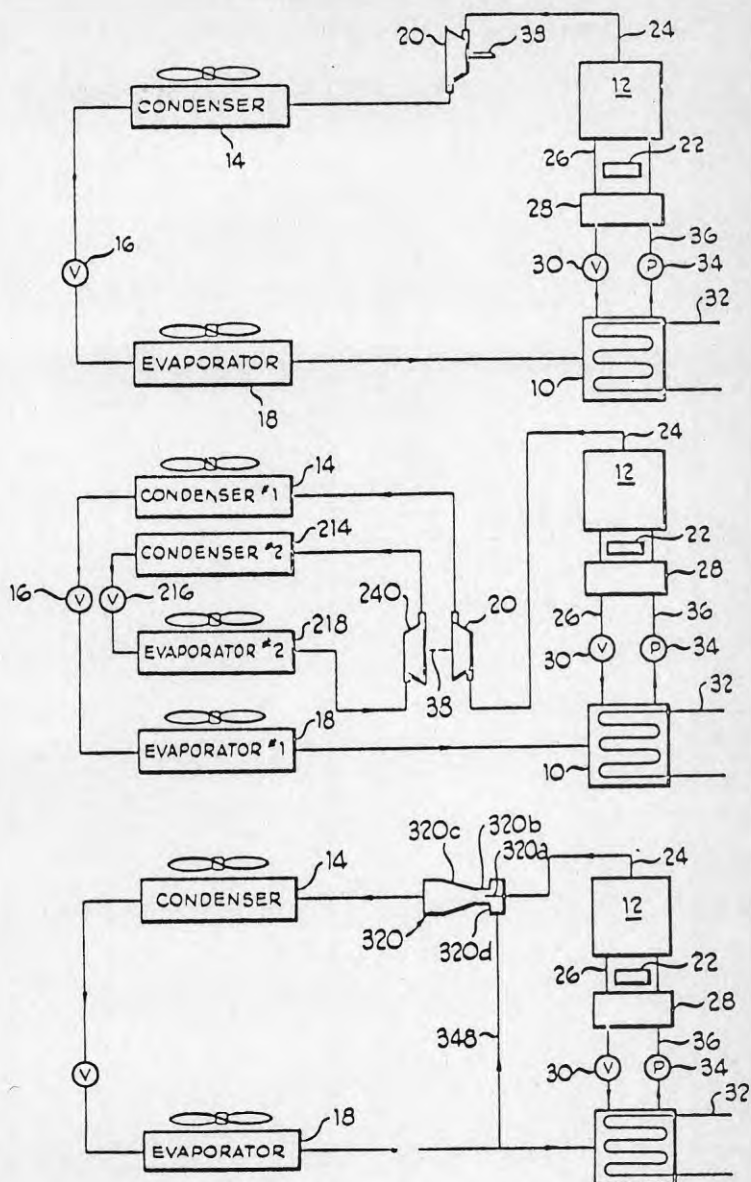


D desorbtor
LK lösningsskylare
K1 lågtryckskompressor
MK mellanskylare
K2 högtryckskompressor
R resorbtor
GK gaskylare
TV temperaturväxlare
P lösningsskylare

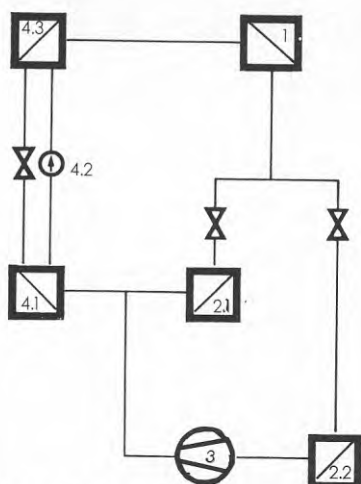
Figur 4.32. Kopplingsschema för en försöksanläggning av en MRVP (15.5 kW) i Rumänien (Bercescu m fl 1983)



Figur 4.33. Entalpi/koncentrationsdiagram för försöksanläggning enligt figur ovan. Teoretisk process: 1I, 2, 3, 4. Verklig process: 1R, 2, 2'', 4. (Bercescu m fl 1983)

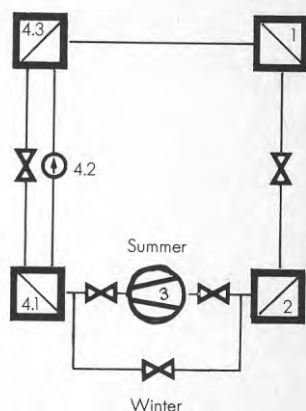


Figur 5.1. Exempel på SK-arbetsmaskiner. Tre olika utförande med två trycksteg (Gränryd 1967)



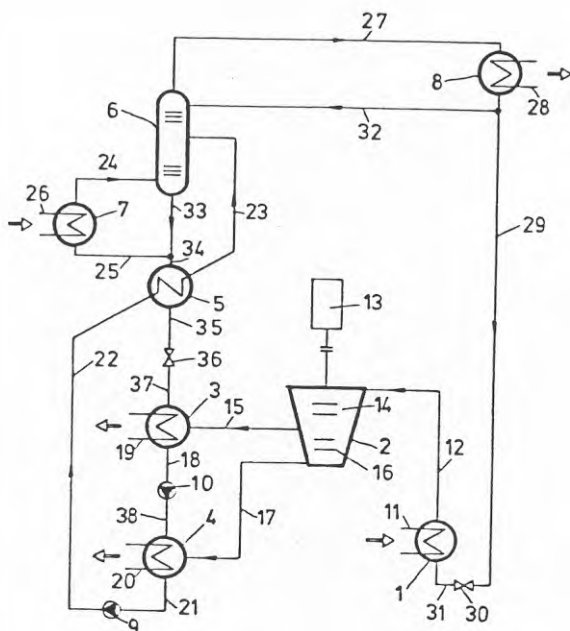
Partial Boosting

- 1. Condenser
- 2. Evaporator
- 2.1 I.P. evaporator
- 2.2 L.P. evaporator
- 3. Compressor
- 4.1 Absorber
- 4.2 Solution pump
- 4.3 Desorber

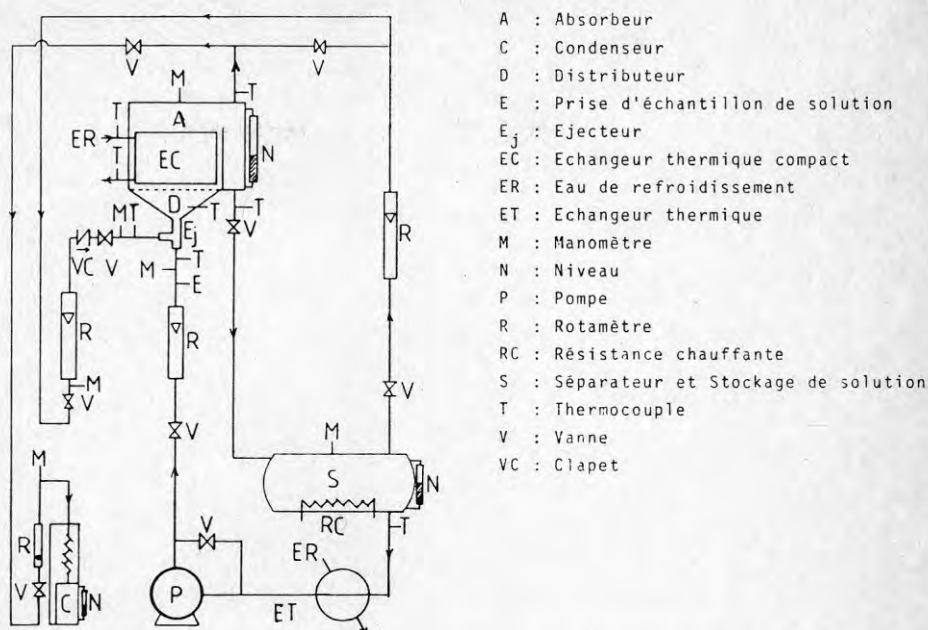


Temporary Boosting

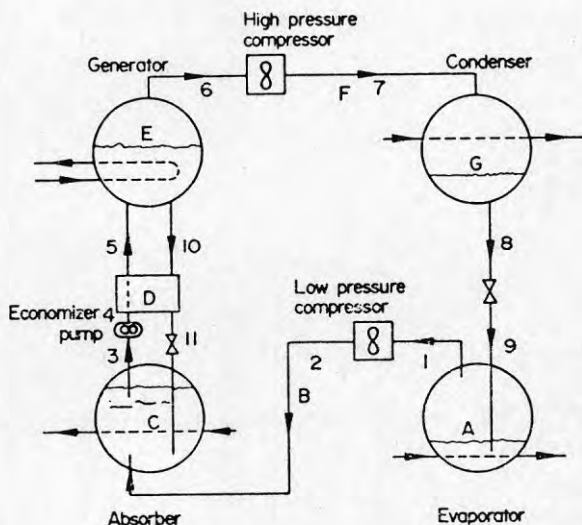
Figur 5.2. SK-värmepump med lågtrycksbooster i två speciella kopplingar, avsedda för industriell kylning (LINDE, företagsbroschyr)



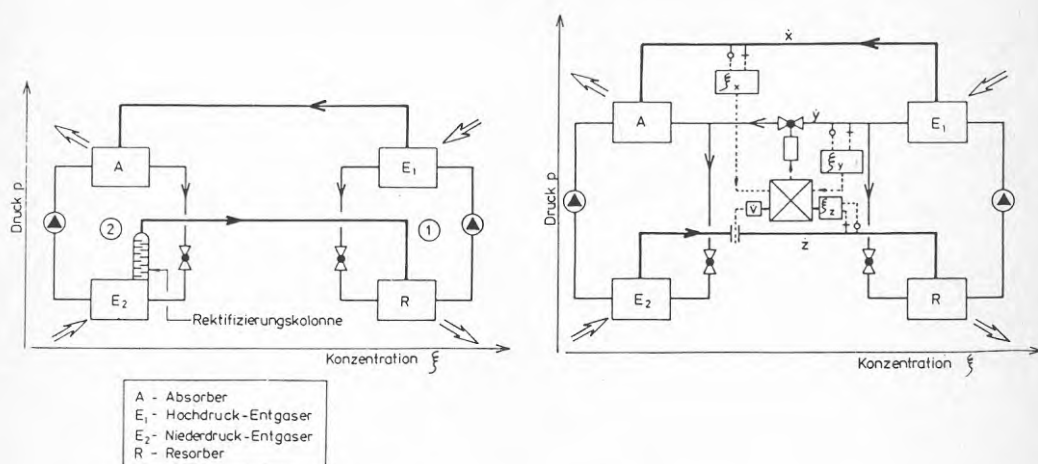
Figur 5.3. Kopplingschema av BORSIGs SK-värmepump med lågtrycksbooster, avsedd för industriell kylning. Från booster-kompressorn tas ånga ut på två olika trycknivåer (Malewski, Holldorff 1985)



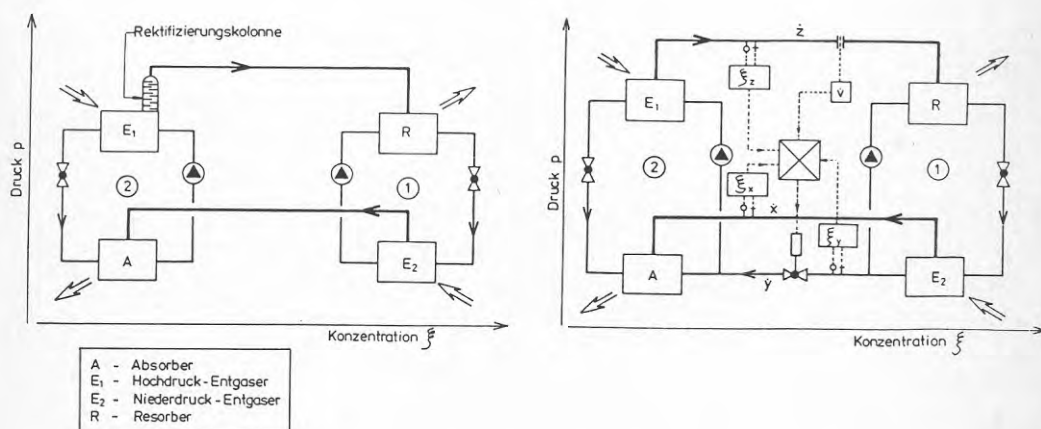
Figur 5.4. Prototypkoppling av en SK-värmepump med en vätske-ejektor som kompressor för ånga på lågtrycksnivån. Avsedd för värmeproduktion (Chung 1983)



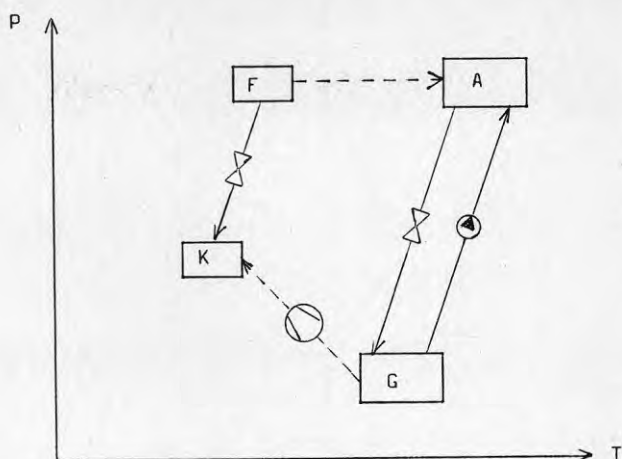
Figur 5.5. Denna koppling av en SK-värmepump med både låg- och högtrycks-booster har föreslagits för drift med solenergi (Costello 1975)



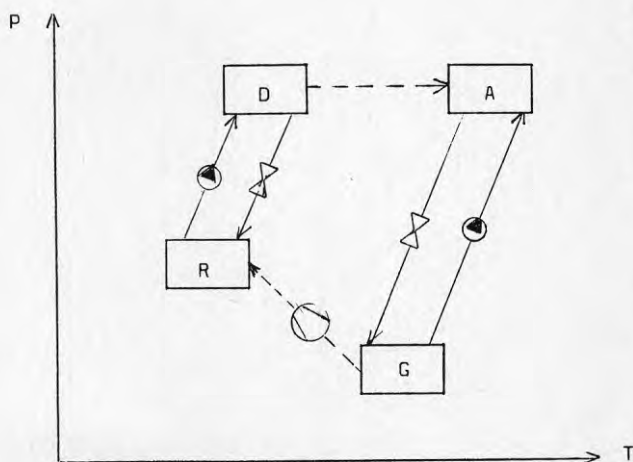
Figur 6.1. Principiellt kopplingsschema för termisk absorptionsvärme-transformator: konventionellt utförande med rektifikationskolonn (vänster) och utförande enligt TCH utan rektifikationskolonn, men med automatisk koncentrationsreglering (höger). (Mucic, Schwerdt 1985).



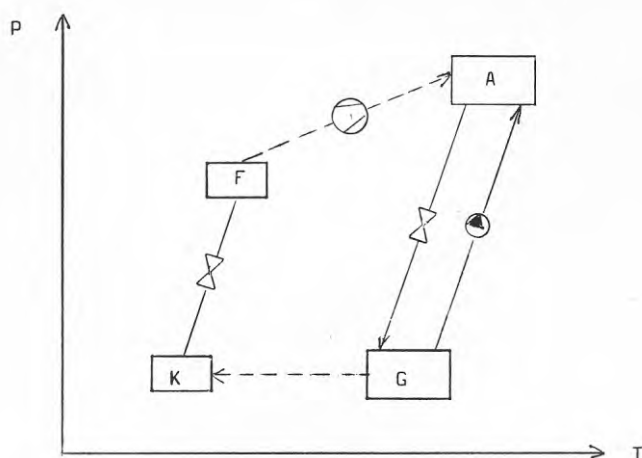
Figur 6.2. Principiellt kopplingsschema för termisk resorptionsvärme-transformator: till vänster konventionellt och till höger nytt utförande enligt TCH (Mucic, Schwerdt 1985).



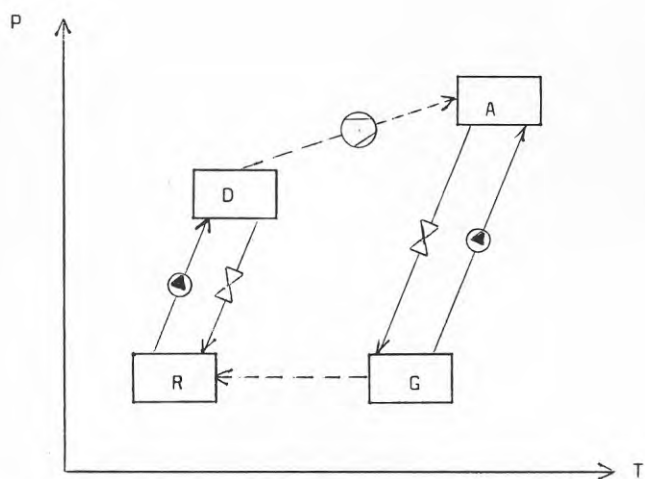
Figur 6.3. SK-absorptionsvärmeförtransformator med mekanisk ångkompression mellan generator och kondensor.



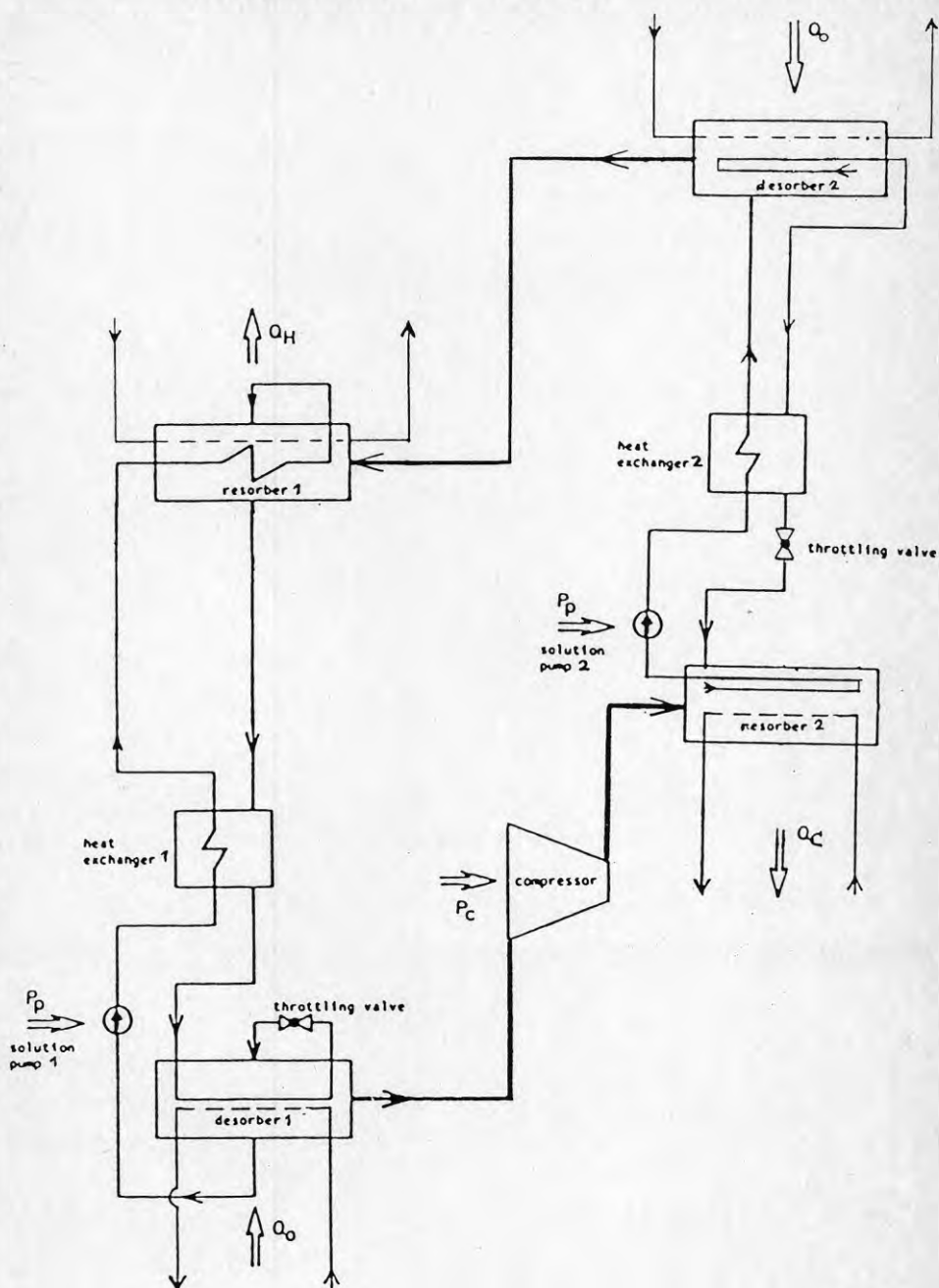
Figur 6.4. SK-resorptionsvärmeförtransformator med mekanisk ångkompression mellan generator och resorbator.



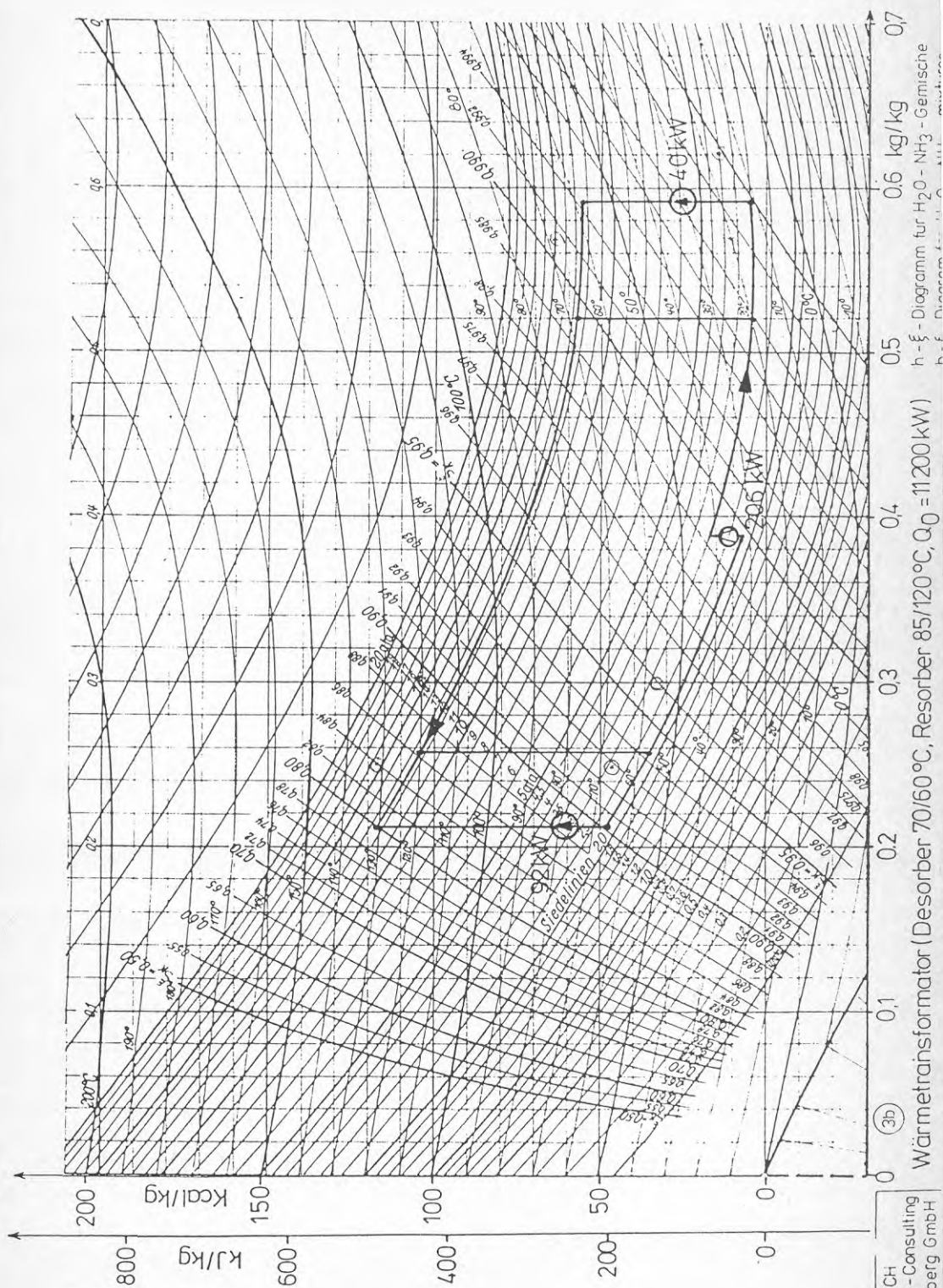
Figur 6.5. SK-absorptionsvärmeförstärkare med mekanisk ångkompression mellan förångare och absorbator.

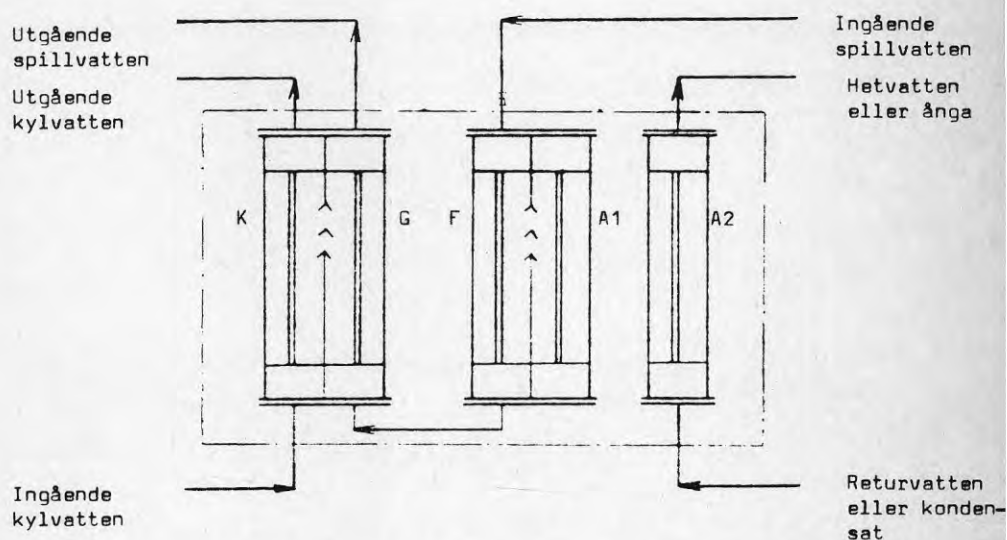


Figur 6.6. SK-desorptionsvärmeförstärkare med mekanisk ångkompression mellan desorbator och absorbator.



Figur 6.7. TCHs SK-resorptionsvärmeförstärkare för processånga eller hetvatten. Standardutförande med lågtrycksbooster.





Figur 6.9. Förenklat kopplingsschema för Hitachis termiska tvåstegs absorptionsvärmeförstärkare för hetvatten eller ånga.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 831355-3
från Statens råd för byggnadsforskning till BEMO
Projektservice, Staffanstorps.**

R38: 1986

ISBN 91-540-4541-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6706038

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm**

Cirka pris: 35 kr exkl moms